ÇARPIŞMA SÖNÜMLEYİCİ KONSTRÜKSİYONUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK HAFİFLETİLMESİ

Bahadır DENER

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇARPIŞMA SÖNÜMLEYİCİ KONSTRÜKSİYONUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK HAFİFLETİLMESİ

Bahadır DENER
0000-0003-2639-9403

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
0000-0003-1790-6987

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2021

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇARPIŞMA SÖNÜMLEYİCİ KONSTRÜKSİYONUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK HAFİFLETİLMESİ

Bahadır DENER

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Toplu taşımacılık ve raylı sistemler sektöründe hafifletme konusu özellikle dikkat edilen araç şartnamelerinde karşımıza çıkan, enerji verimliliğini etkileyen, dolayısı ile maliyetler üzerinde önemli etkisi bulunan bir konudur. Tüm taşımacılık kollarında ağırlık azaltmak için çeşitli çalışmalar yapılmakta, farklı tip malzeme kullanımları, optimizasyon, parça eksiltme vb. çalışmalarla daha fazla hafiflik amaçlanmaktadır. Hafifletme konusu kara taşımacılığında, çok yoğun kullanımlara ve üretim adetlerinin fazla olmasına bağlı olarak çok daha fazla önem kazanmaktadır. Ağırlık konusunun önem kazanması ile aslında araçların gerek kendi ağırlığı gerekse genel taşıdığı ağırlığa bakılmaksızın sağlanan en ufak miktardaki hafiflikler bile yapılan işe, kullanım miktarlarının azalmasına ve dolayısıyla ülke ekonomisine yüksek miktarda değer katmaktadır. Günümüzde yapılan ARGE çalışmalarının çoğunun temeli Bilgisayarlı Destekli Tasarım ve Bilgisayar Destekli Sonlu Elemanlar Analizidir. Bu durum hem prototip maliyetlerinde hem de gerçek test sayısında hatırı sayılır bir azalma gerçekleştirmektedir.

Bu tez kapsamında şehir içi toplu taşımada kullanılan hafif raylı sistem taşıtı olan tramvayın çarpışma sönümleyici yapısının EN 12663 standardı kapsamında yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Konstrüksiyon yapının Hyperworks Programı ile statik analiz yapılması, gerilme ve yer değiştirmelerini güvenli değerlerde tutarak topoloji ve şekil optimizasyonu yapılmıştır. Bunun sonucunda gerilme ve yer değiştirme miktarları korunarak %24,1 daha hafif bir tasarım ortaya çıkmıştır.

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken 3 boyutlu tetrahedron elemanlar kullanılmıştır. Malzeme bilgisi olarak ST-37 çeliğinin mekanik özellikleri tanımlanmıştır. Analizler için gerekli ve uygun mesh boyutunu belirlemek için Ansys sonlu elemanlar yazılım programı, üç boyutlu modelin oluşturulması ve değişikliklerinin yapılması için ise Catia v5 tasarım programı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hyperworks, Catia, Ansys, Optimizasyon, Tramvay, Sönümleyici, konstrüksiyon

2021, vii + 39 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

REDUCING MASS OF COLLISION ABSORBER CONSTRUCTION USING STRUCTURAL OPTIMIZATION METHODS

Bahadır DENER

Bursa Uludağ University Graduate School of Natural and Applied Sciences Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

The issue of mitigation in the public transportation and rail systems sector is an issue that is directly encountered in vehicle specifications, which directly affects energy efficiency, and therefore has a significant impact on costs. Various studies are carried out to reduce weight in all transportation branches, different types of materials are used, optimization, part reduction, etc. more lightness is aimed with the works. The subject of lightening gains much more importance in land transportation due to very intensive use and high production numbers. As the weight issue gains importance, even the smallest amount of lightness provided, regardless of the vehicle's own weight or the overall weight, adds a high amount of value to the work done, the decrease in the amount of use, and therefore the national economy. Computer Aided Design and Computer Aided Finite Element Analysis are the basis of most of today's R&D studies. This results in a significant reduction in both prototype costs and the number of actual tests.

Within the scope of this thesis, structural analyzes of the collision damping structure of the tram, which is a light rail system vehicle designed to be used in urban public transportation, were carried out within the scope of EN 12663 standard. Static analysis of the construction structure in front of the collision dampers was made with Hyperworks Program, and topology and shape optimization were made by keeping the stress and displacements at safe values. As a result, a %24,1 lighter design has emerged while maintaining the stress and displacement amounts.

Three-dimensional tetrahedron elements were used while creating the finite element model. Mechanical properties of ST-37 steel are defined as material information. Ansys finite element software program was used to determine the necessary and appropriate mesh size for the analysis, and the Catia v5 design program was used to create and modify the three-dimensional model.

Key words: Hyperworks, Catia, Ansys, Optimization, Tram, Damper, construction

2021, vii + 39 pages.

TEŞEKKÜR

Tezimi hazırlarken değerli bilgi ve birikimlerini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca her zaman maddi ve manevi desteklerini, güvenlerini hissettirerek bana güç veren aileme sonsuz sevgilerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

Bahadır DENER
10/06/2021

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
ÇİZELGELER DİZİNİ vii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 2
2.1. Çarpışma Sönümleyiciler 2
2.2. Tramvay Taşıtları Komponentleri 4
2.2.1. Ray çeşitleri ve ray bölümleri 4
2.2.2. Boji 6
2.3 Demiryolu Taşıtlarının Kategorileri 8
2.3.1. Lokomotifler (Kategori L) 9
2.3.2. Yolcu taşıtları (Kategori P) 9
2.3.3. Yük vagonları (Kategori F) 9
2.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İlgili Kavramlar 10
2.4.1. Sonlu elemanlar yöntemi 10
2.4.2. Von mises eşdeğer gerilmesi 12
2.4.3. Mekanik ve malzeme özellikleri 12
2.5. Optimizasyon 13
2.5.1. Yapısal optimizasyon 14
3. MATERYAL ve YÖNTEM 16
3.1. Analizlerin ve Optimizasyonun Yapılacağı Yazılımın İncelenmesi 16
3.1.1. Optistruct 16
3.1.2. Topoloji optimizasyonu probleminin tanımlanması 17
3.2. Mevcut Sistem Konsept Tasarımı 19
3.3. Uygun Mesh Boyutun Belirlenmesi 20
3.4. Malzeme Bilgisinin Atanması 22
3.5. Analiz İçin Sonlu Elemanlar Modelinin Sisteme Tanımlanması 23
3.5.1. Ağ örgü (mesh) yapının oluşturulması 23
3.5.2. Sınır koşullarının ve yüklerin sisteme tanımlanması 24
4. BULGULAR 26
4.1. Mevcut Durumun Analizi 26
4.2. Mevcut Geometrinin Optimizasyonu 27
4.2.1. Mevcut geometrinin topoloji optimizasyonu 27
4.2.2. Yeni geometrinin tasarlanması ve sonlu elemanlar analizi 30
4.2.3. Şekil optimizasyonu 33
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 36
ÖZGEÇMİŞ 39

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
mm	Milimetre
kN	Kilo newton
MPa	Mega pascal
Kg	Kilogram
[K]	Global katılık matrisi
{F}	Kuvvet vektörü
{d}	Yer değiştirme vektörü
n	Eleman sayısı

Kısaltmalar	**Açıklama**
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
DP	Tasarım noktası
EN	European Norm (Avrupa standardı)
CAD	Bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Desing)
Vb	ve benzeri
Opt	Optimizasyon
UIC	Uluslararası Demiryolları Birliği (International union of railways)
TS	Türk standardı
SAE	Otomotiv Mühendisleri Topluluğu (Society of Automotive Engineers)
ABS	Kilitleme önleyici sistem (anti-lock braking system)
ESP	Elektronik denge programı (Electronic stability programme)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Otomobillerde pasif güvenlik sistemi örneği 2
Şekil 2.2. Yolcu otobüsü pasif güvenlik sistemi örneği 3
Şekil 2.3. Raylı sistem araçlarında pasif güvenlik sistemi örneği 4
Şekil 2.4. Ray Çeşitleri 5
Şekil 2.5. Rayın bölümleri 6
Şekil 2.6. Boji ve süspansiyon sisteminin şematik gösterimi 7
Şekil 2.7. Banliyö tipi yolcu vagonu 8
Şekil 2.8. Eleman tipleri 10
Şekil 2.9. Gerilme – şekil değiştirme matrisi 13
Şekil 2.10. Topoloji optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004) 15
Şekil 2.11. Boyut optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004) 15
Şekil 2.12. Şekil optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004) 15
Şekil 3.1. Optimizasyon süreci iş akışı 16
Şekil 3.2. Çarpışma sönümleyici yapının araç üzerindeki konumu 19
Şekil 3.3. Çarpışma sönümleyici yapının montajı ve izometrik görünümü 19
Şekil 3.4. Tasarım hacminin detaylı görünüşü 20
Şekil 3.5. Analizi yapılacak parça geometrisi ve sınır şartları 21
Şekil 3.6. Mesh eleman adedi – Toplam deformasyon eğrisi 22
Şekil 3.7. Malzeme özellikleri ve malzeme kartının tanımlanması 23
Şekil 3.8. Mevcut tasarıma ait ağ yapı 24
Şekil 3.9. Bağlantı yapılan bölgenin ağ yapısı 24
Şekil 3.10. Modelin analiz öncesi sabitlenmesi 25
Şekil 3.11. Modele kuvvetin uygulanması 25
Şekil 4. 1. Mevcut parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı 26
Şekil 4. 2. Mevcut parça üzerindeki şekil değişim dağılımı 26
Şekil 4. 3. Tasarım değişkeninin atanması - HyperMesh ekran görüntüsü 28
Şekil 4. 4. Amaç fonksiyonunun atanması - HyperMesh ekran görüntüsü 28
Şekil 4. 5. Kısıt fonksiyonunun atanması - HyperMesh ekran görüntüsü 28
Şekil 4. 6. Kısıt fonksiyona limit atanması - HyperMesh ekran görüntüsü 28
Şekil 4.7. Amaç fonksiyonuna minimum atanması – HyperMesh ekran görüntüsü 29
Şekil 4. 8. Topoloji optimizasyonu sonucu parçanın izometrik görünüşü 29
Şekil 4. 9. Topoloji optimizasyonu sonucu parçanın üst görünüşü 30
Şekil 4. 10. OSSmooth yardımıyla oluşturulan topolojik geometri 30
Şekil 4. 11. Topoloji optimizasyonu sonrası oluşturulan parça geometrisi 31
Şekil 4. 12. Topoloji sonrası parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı 31
Şekil 4. 13. Topoloji sonrası parça üzerindeki şekil değişim dağılımı 32
Şekil 4. 14. Şekil optimizasyonu yapılan boşaltma geometrisi 33
Şekil 4. 15. Şekil optimizasyonu sonucu oluşan optimum tasarım parametreleri 34
Şekil 4. 16. Şekil optimizasyonu sonrası parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı 34
Şekil 4. 17. Şekil optimizasyonu sonrası parça üzerindeki şekil değişim dağılımı 35

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Farklı eleman boyutları için toplam deformasyon miktarları 21
Çizelge 3.2. Analizlerde kullanılan malzemenin özelliği 23
Çizelge 4.1. Topoloji optimizasyonu sonrası karşılaştırma tablosu…….32
Çizelge 4.2. Şekil optimizasyonu için tasarım parametre limitleri 33
Çizelge 4.3. Topoloji ve şekil optimizasyonu sonrası karşılaştırma tablosu 35

1. GİRİŞ

Dünyamızda hızla artan nüfus sonucu olarak ulaşım ihtiyaçlarının artması günümüzde karşılaştığımız en önemli problemlerden biridir. Kara, deniz ve demir yollarının efektif bir biçimde kullanılması bu problemin temel çözümü olarak değerlendirilebilir. Ulaşım yöntemleri kıyaslandığında kapasite, verimlilik, konfor ve çevreci olması dolayısıyla raylı sistem araçlarının bir adım öne çıktığı görülmektedir.

Ulaşımda karayollarının yoğun olarak kullanıldığı ülkemizde raylı sistemlerin yaygınlaştırılması kaçınılmazdır. Dünyada 1970'li yıllarda hızlanan raylı sistem geliştirme çalışmaları son yirmi yılda ülkemize de yansımıştır. Raylı sistemler teknolojisinin yatırım maliyetleri yüksektir ve bu alandaki çalışmaların ülkemizin gelişmeye ayıracağı finansman payını ciddi olarak etkileyecektir. Bu nedenle bu teknolojinin yerlileştirilmesi ülke ekonomisi için çok önemlidir. Bu kapsamda Türkiye'de ilk defa "Yerli Tramvay ve Metro Vagonu Üretimi Projesi" DURMAZLAR A.Ş. bünyesinde 2010 yılında başlatıldı.

Günümüzde diğer ulaşım araçlarında olduğu gibi raylı sistem araçlarının da hem enerji verimliliği hem de düşük aks yükleri hedeflendiği için, düşük ağırlıklı ideale yakın tasarımlar yapılması mühendisliğin önemli hedeflerinden biridir.

Bu çalışmada, raylı sistemler araçlarının önden veya arkadan çarpışması neticesinde çarpışmada açığa çıkan enerjiyi sönümleyerek deformasyonun sürücü ve yolcu kabinlerine iletilmesini azaltan, pasif güvenlik sistemi darbe emicilerin önünde konumlandırılmış çelik tampon konstrüksiyonu Catia V5 yazılımı ile tasarlanmıştır. Konstrüksiyonun yapısal analizi ve optimizasyonu için Ansys 19.0 ve Hypermesh 2017 yazılımları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile EN 12663 standardına göre gerçekleştirilen bu analizlerin çarpışma sönümleyici konstrüksiyonun ağırlığı, emniyet sınırlarının altında kalmak koşulu ile %24,1 azaltılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Çarpışma Sönümleyiciler

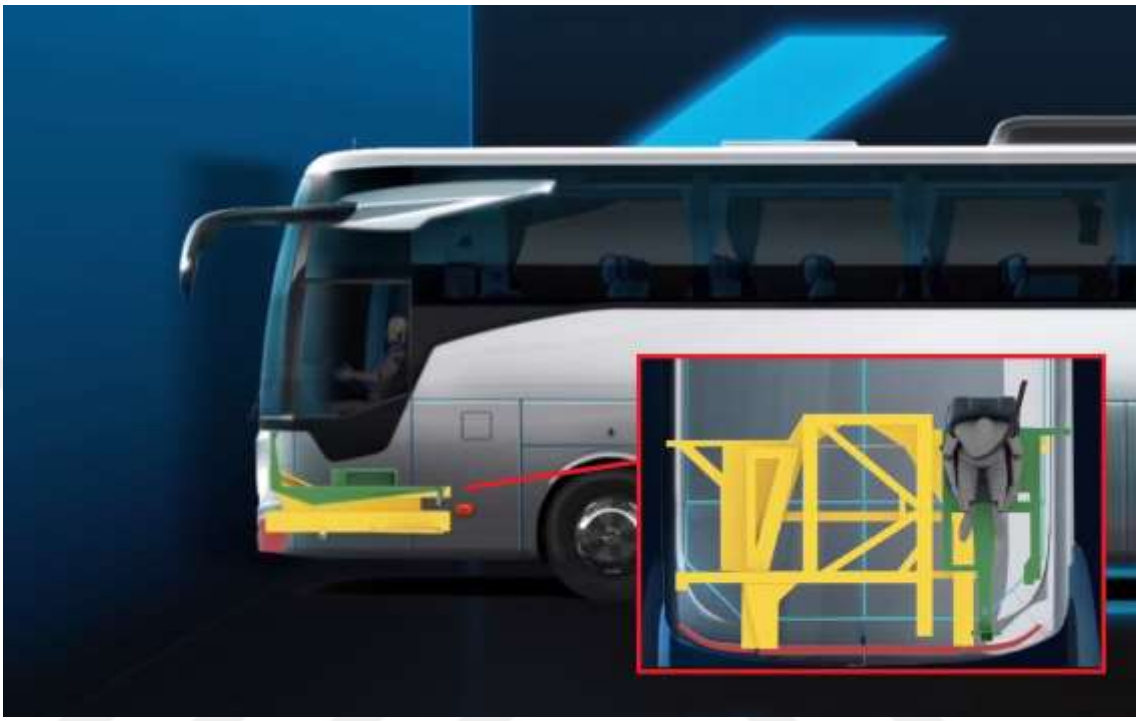
Karayolu araçlarında kullanılan çarpışma sönümleyiciler ve konstrüksiyon yapıları, herhangi bir çarpışma anında, çarpışma enerjisinin sönümlendiği ilk yapısal elemanlardır. Sürücü ve yolcu güvenliğinin ön planda tutulduğu taşıtlarda bu yapıların varlığı ve tasarımları büyük önem arz etmektedir.

Günümüzde otomobiller ve diğer taşıtlar arasında çeşitli sebeplerden dolayı kazalar meydana gelmektedir. Özellikle taşıt tasarımında kazaların önlenmesi ve kaza anında oluşabilecek hasarların azaltılabilmesi için birçok yenilikçi güvenlik sistemleri geliştirilmektedir. Bu güvenlik sistemleri aktif ve pasif güvenlik sistemleri olarak iki ana başlıkta toplanabilir (Öztürk, İ. Kaya, N. 2008). Aktif güvenlik (ABS, ESP, park sensörleri vb.), sürücülerin kazaları önleyebilmesi için aracın frenleme ve kontrol kabiliyetini artıracak şekilde bilgilendirme sistemleri ve kaza ihtimalini öngörüp aracı bu durumdan kurtaracak şekilde devreye giren kontrol algoritmalarını içermektedir. Pasif güvenlik sistemleri (hava yastığı, emniyet kemeri, gövde ve şasi vb.) ise, aracın meydana gelen kaza anında, kazanın sürücü, yolcular ve araç üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmak veya önlemek amacıyla araç üzerinde yapılan teknoloji, ekipman değişikliği veya Şekil 2.1' de görülen yapısal iyileştirmeler gibi tasarım önlemleridir.



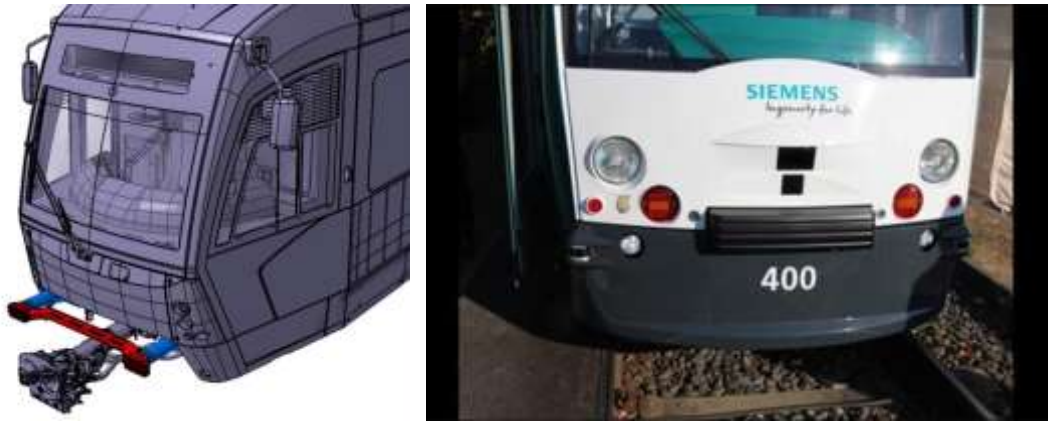
Şekil 2.1. Otomobillerde pasif güvenlik sistemi örneği

Sadece otomobillerde değil neredeyse tüm kara taşıtlarında bu ve buna benzer sönümleyici tasarımlar kullanılmaktadır. Şekil 2.2'de otobüslerde kullanılan çarpışma sönümleyici konstrüksiyonun bir örneği görülmektedir.



Şekil 2.2. Yolcu otobüsü pasif güvenlik sistemi örneği

Şekil 2.3. te yolcu ve yük taşıyan raylı sistem taşıtlarında da benzer çarpışma sönümleyici sistemler kullanılmaktadır. Araç ağırlıklarının fazla olması sebebiyle yüksek sönümleme kapasitesine sahip hidrolik damperler ve bunların önüne montajlı çelik konstrüksiyon yapılar kullanılmaktadır. Çarpışma enerjisinin tamamı veya bir bölümü bu sistemler tarafından sönümlenmektedir. Bazı tasarımlarda düşük hızlardaki çarpışma hasarını en aza indirmek için sert kauçuk tampon mekanizmaları da kullanılmaktadır.



Şekil 2.3. Raylı sistem araçlarında pasif güvenlik sistemi örneği

2.2. Tramvay Taşıtları Komponentleri

2.2.1. Ray çeşitleri ve ray bölümleri

Üzerinde demiryolu araçlarının yol ile temasını sağlayan, araçlardan gelen ağırlığı ve etkileri traverslere aktaran, kılavuz olarak döşenmiş ve kaliteli çelik malzemeden yapılmış üstyapı elemanına ray denir. (Aksop E.Y. 2018).

Demiryollarında kullanılan ray sistemleri uzun birbilgi birikimi ve teknolojik gelişmelere paralel bir şekilde, günden güne gelişmektedir. Öyle iki, iklim şartlarından, ray ısısından ve benzeri teknik özelliklerin etkisinden, dünyanın bir bölgesinde kullanılan rayların başka bir bölgede kullanılmasının sorunlara sebebiyet vereceği görülmüştür.

Rayların görevleri;

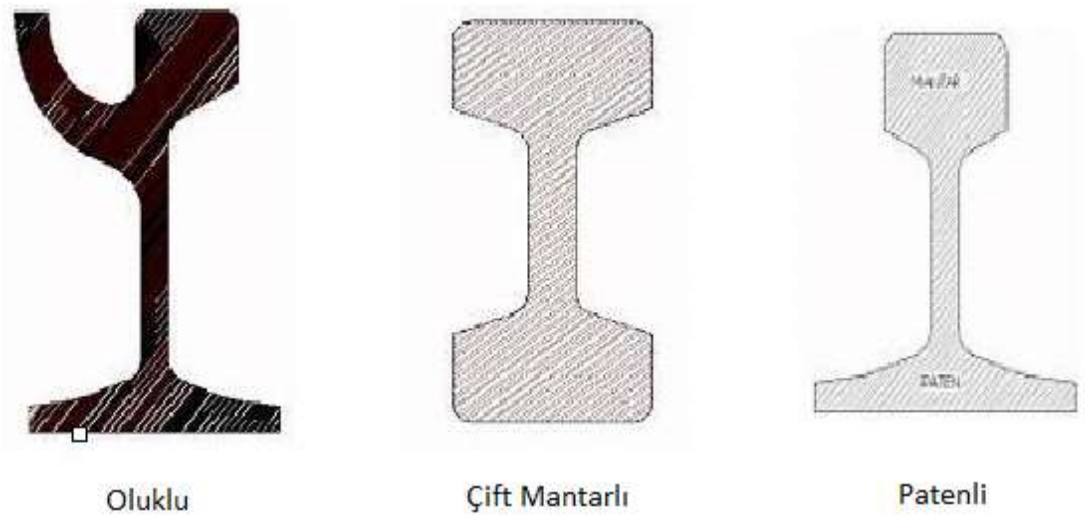
- Demiryolu taşıtlarına, sürtünmenin minimum olduğu bir yuvarlanma yüzeyi sağlamak
- Demiryolu taşıtlarının tekerleklerini kılavuzlamak
- Demiryolu taşıtlarından gelen kuvveti zemine aktarmak olarak sıralanır.

Raylar genel olarak üç farklı profil kesitinden oluşur (Berke,O. 1972).

Genel olarak oluklu raylar tramvay hatlarında kullanılır. Diğer şase kaplamalarıyla da uyumlu olan oluklu raylar; kara, yaya ve demir yollarının kesiştiği hemzemin geçitlerde tercih edilir.
Oluklu rayların en önemli dezavantajı, rayların boden yataklarının dış malzemelerle dolması ve bu sebeple ihtiyaç duyduğu sürekli bakım ve temizliktir. Aksi takdirde yatakların dolması deraya sebebiyet verebilir.

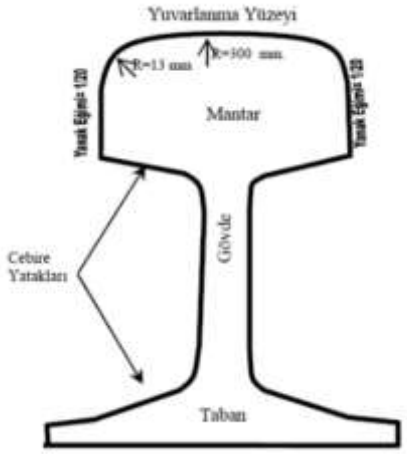
Simetrik yapıdaki çift mantar raylar alt ve üst mantardan oluşur. Bu tarz rayların üretilme amacı, rayın üst mantarındaki zaman içinde oluşan aşınmanın ardından, rayın ters çevrilerek kullanılması olmuştur. Ancak alt mantarda da oluşan benzer aşınmalar sistemin kullanılmasını engellemiştir. Günümüzde bu ray çeşidi çok fazla tercih edilmemektedir.

Patenli raylar, zeminle bağlanan kısmına paten ismi verilen ray çeşidi, genişleyen alt kısmı sayesinde montaj kolaylığı sağlar ve çift mantar rayların birçok dezavantajına çözüm bulur. Ray çeşitleri Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Ray Çeşitleri

Raylar mantar, gövde ve taban olmak üzere üç ana kısımdan oluşur (Şekil2.5). Günümüzde raylar UIC standartlarına göre, rayın bir metresinin ağırlığına göre isimlendirilir (Kumbasar,F. 1972).



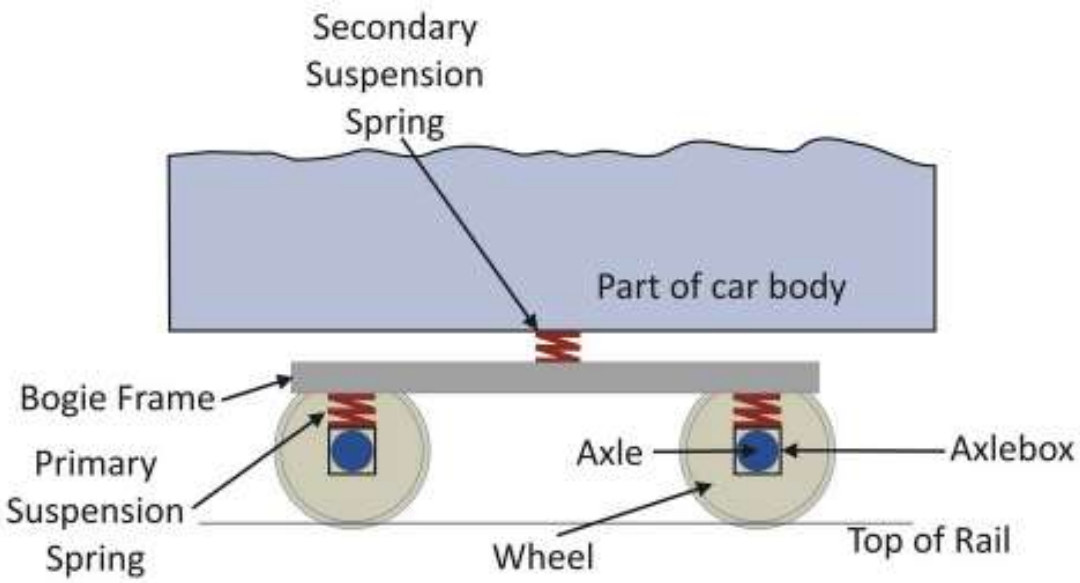
Şekil 2.5. Rayın bölümleri

2.2.2. Boji

Kıvrımlı raylarda ilerleyen demiryolu araçlarının daha uyumlu hareketini sağlamak amacıyla kullanılan araçlara boji denir. Daha ekonomik taşımacılık amacıyla tercih edilen demiryollarında daha fazla yük ve yolcu taşımak amacıyla uzun vagonlar yapılmış ve bu vagonlar dingil yeterliliği tek dingil ile sağlanamaması sebebiyle çoklu dingil sistemlerine geçilmesi zorunlu olmuştur. Bu sistemler de boji kullanılması ile oluşturulmuştur. Birden fazla dingil kullanılan araçlarda, virajlı bölge hareketlerinde, araçların yola göre konumları önem kazanmıştır.

Bojiler genellikle iki dingilli olarak üretilir. Böylelikle sürüş kalitesi tek dingile göre artar, raydan çıkma tehlikesi ve rayda aşınma azalır. Bojiler kullanıldığı demiryolu taşıtına göre çeşitlilik gösterir. Bazı durumlarda yeterli kuvveti sağlamak amacıyla ikiden fazla dingilli bojiler de tercih edilebilir.

Vagon gövdesinin boji ile bağlantısı; bojinin üzerine kaynaklı alt göbek ile bağlantı elemanları ile sabitlenmiş üst çanağın üst üste oturtulması ile oluşur. Bağlantı çatalı, göbek mili, göbek çanağı gibi elemanlar ile bağlantı tamamlanır.



Şekil 2.6. Boji ve süspansiyon sisteminin şematik gösterimi

2.2.3 Gövde

Demiryolu taşıtlarında ray üzerinde yuvarlanan bojilerin üzerinde yük veya yolcu taşımacılığı için kullanılan gövde bulunur. Gövde vagonlardan oluşur. Vagonlar kullanım şekline ve diğer etken koşullara göre farklılık gösterebilir. Vagonlar kullanım amacına göre, yolcu ve yük vagonu olmak üzere ikiye ayrılır.

Yolcu vagonları ve çeşitleri

Yolcuların rahat seyahat edebilmeleri amacıyla yolcu vagonları ısıtma, aydınlatma, rahat oturma gibi ihtiyaçlara göre üretilirler. Kompartımanlı, kuşetli, yataklı, pulmanlı, yemekli, banliyö gibi birçok çeşidi vardır. Şehir içi ulaşımda çoğunlukla banliyolu vagonlar tercih edilir.

Kompartımanlı vagonlar

6 – 8 kişilik kompartımanlara ayrılmış vagonlardır.

Kuşetli yolcu vagonları

Kompartımanlarında 4 – 6 kişinin yatabilmesi amacıyla tasarım değişikliği ile yataklar yerleştirilerek üretilmiş vagonlardır.

Yataklı vagonlar

2 kişilik kompartımanlarda gece boyu süren yolculuklarda yatarak seyahat etme amacıyla üretilmiş kompartımanlardır.

Pulmanlı vagonlar

Koltuk düzeni yolcu otobüslerinkine benzer şekilde üretilmişlerdir. Koltuk genişlikleri ve koltuk araları fazladır.

Yemekli vagonlar

Mutfak bölmeli olarak, yolculuklara yiyecek ve içecek servisi sağlamak amacıyla üretilirler.

Banliyö vagonları

Oturma yeri az, ayakta durma yeri fazla olan vagonlar kısa mesafe seyahatler için üretilmişlerdir. (Şekil 2.7)



Şekil 2.7. Banliyö tipi yolcu vagonu

2.3 Demiryolu Taşıtlarının Kategorileri

Demiryolu taşıtları EN 12663 standardının uygulanabilmesi için kategorilere sınıflandırılmıştır. Demiryolu taşıtlarının farklı kategorilerde sınıflandırılması sadece taşıt gövdelerinin yapısına göre yapılmaktadır. Taşıt gövdesi yapılarının özel tabiatı ve farklı tasarım amaçlarından dolayı, lokomotifler (L), yolcu taşıtları (P) ve yük vagonları

(F) olarak adlandırılan üç ana grup mevcuttur (TS EN 12663-1 2012.). Bu üç grup, yapı ile ilgili kurallara göre alt kategorilere ayrılabilir.

2.3.1. Lokomotifler (Kategori L)

Lokomotiflerin ve güç ünitelerinin bütün tiplerinin bulunduğu bu grup için, tek ama çekiş hareketi sağlamaktır ve yolcu taşıma amaçlanmamaktadır. Örnek olarak lokomotifler ve güç üniteleri verilebilir.

2.3.2. Yolcu taşıtları (Kategori P)

Demiryolu taşıtlarının bütün tiplerinin bulunduğu bu grup, ana hat taşıtları, banliyö ve kentsel ulaşım taşıtlarından ve tramvaylara kadar yolcuların taşınması için amaçlanmıştır. Yolcu taşıtları, bütün taşıtların yer alabileceği beş yapı ile ilgili tasarım kategorisine ayrılmıştır. Bu 5 kategori, genellikle her biri ile ilgili taşıt tipleri belirtmek suretiyle aşağıda listelenmiştir:

Kategori P - I: Yolcu vagonları,

Kategori P - II: Sabit üniteler ve yolcu vagonları,

Kategori P - III: Metro, hızlı ulaşım taşıtları ve otoray,

Kategori P - IV: Hafif hizmet metro ve ağır hizmet tramvay taşıtları,

Kategori P - V: Tramvay taşıtları.

2.3.3. Yük vagonları (Kategori F)

Bu gruptaki bütün yük vagonları, yüklerin (mal, eşya vb.) taşınması için kullanılır. 2 kategori tanımlanmıştır:
Kategori F - I: Kısıtlama olmaksızın manevra yapabilen taşıtlar,
Kategori F - II: Tümsek ve serbest manevrada dâhil edilmeyen taşıtlar.

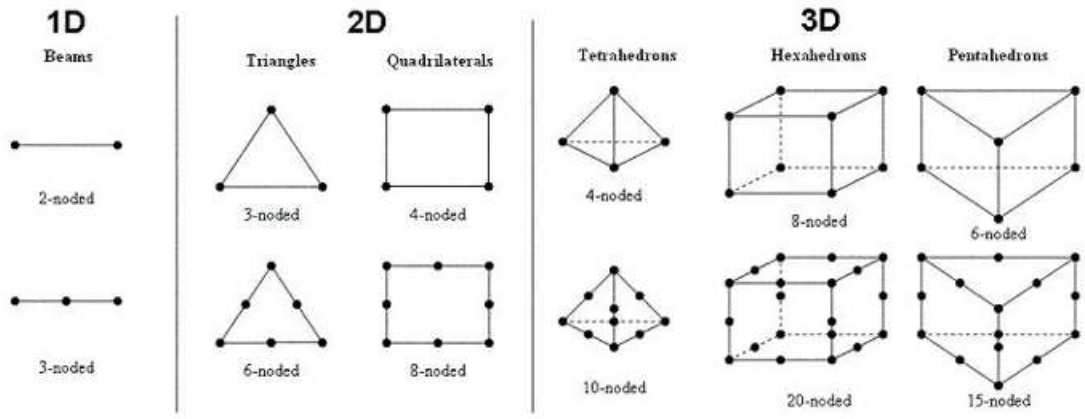
2.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İlgili Kavramlar

2.4.1. Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık matematiksel problemlere yaklaşık çözümleri hesaplamak için bir araçtır. Matematiksel denklemlerin normal yöntemlerle çözülemeyecek kadar karmaşık olduğu durumlar için kullanılır. Geometrilerin, yükleme durumları, sınır şartları ve malzemesi tanımlı bir modelde gerilme ve deformasyon analizleri yapılabilmektedir. Çeşitli malzemeler tanımlama özelliği ve sürekli gelişen paket programlarla yapılması zor olan analizlerin masraf, zaman ve iş gücü tasarrufu ile yapılabilmesini sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda cisim, sonlu sayıda elemana ayrıldığı kabul edilmiştir. Sonlu elemanlar metodunun ismi de buradan gelmektedir. Bir cisim uzayda n (l, 2, 3) boyuta sahipse, n boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılmıştır.

Bir boyutlu cisimler düğümlerle, iki boyutlu cisimler çizgilerle, üç boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılır. (Şekil 2.8). Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar düğüm noktaları ile bağlanacaktır. Sonuç olarak cisim, elemanlar ve düğümlerden oluşan bir sistemle tanımlanmış olacaktır.



Şekil 2.8. Eleman tipleri

Her bir elemanın katılık matrisini tanımlandıktan sonra katılık matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına global katılık matrisini oluşturur. Böylece, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerinde kuvvet dengesi ve yer değiştirmelerin sürekliliği sağlanmış olur. Böylece aşağıdaki matris denklemine ulaşılır (Moaveni, S. 1999).

{F}=[K] {d}
[K]: Global katılık matrisi
{F}: Kuvvet vektörü
{d}:Yer değiştirme vektörü

Denkleme bakıldığında cismin sonlu elemanlar modelini bir yay'a karşılık geldiğini düşünürsek, cismin katılığının [K]'nın yay sabitine karşılık geldiği görülmektedir. Sonlu elemanlar metodu, esası itibariyle, cismin katılığı açısından analizinin yapıldığı bir metottur.
Cisme etkiyen dış kuvvetler ve sınır şartları için, denklemden düğüm yer değiştirmeleri {d} elde edilir. Yer değiştirmelerden gerilme değerleri elde edilebilir. Bir problemi sonlu eleman metodu ile çözebilmek için aşağıdaki işlemlerin sırasıyla uygulanması gerekmektedir:

- Cismi sonlu elemanlar sistemine bölme
- Cismi tanımlayan elemanların her birinin katılık matrisinin elde edilmesi
- {d}'yi belirlemek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla denklemin çözümü
- Düğüm noktaları için hesaplanan yer değiştirmelerden gerilmelerin hesaplanması

Sonlu elemanlar yöntemi genel olarak model oluşturma, çözüm ve çözüm sonrası işlemler olmak üzer 3 aşamadan oluşur.

Model oluşturma:
Bu aşamada malzeme tanımlaması yapılır. Model üzerinde kullanılacak eleman tipleri ve boyutları seçilerek ağ yapısı oluşturulur. Problemin çözümü için sınır ve başlangıç koşulları verilir. Son olarak yükleme koşuları tanımlanarak çözüm öncesi sonlu elemanlar modeli oluşturulur.

Çözüm:

Lineer ya da lineer olmayan cebir denklem takımlarının çözdürülmesi aşamasıdır. Her düğüm noktası için yapısal analiz ise yer değiştirme ya da termal analiz ise sıcaklık hesaplanır.

Çözüm Sonrası İşlemler:

Her bir düğüm noktası için asal gerilmeler, Von Mises eşdeğer gerilmesi, ısı akışı vs. hesaplanabilir.

2.4.2. Von mises eşdeğer gerilmesi

Sonlu elemanlar yönteminde gerilme sonuçları değerlendirilirken genellikle von mises eşdeğer gerilmelerine bakılmaktadır. Von mises gerilmesi, sünek malzemelerin kırılma kriteri olarak kullanılır. Kırılma kriterinde Von Mises gerilmesi malzemenin akma gerilmesinden küçük olmalıdır (Murthy C. S., ve dğr. 1997).

VonMises genel denklemi:

Von mises denklemi düzlemlerderki asal gerilmeler ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) ile ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \tag{2.1}$$

2.4.3. Mekanik ve malzeme özellikleri

Bir malzemenin mekanik, fiziksel ve termal özellikleri farklı yüklemelere karşı her doğrultu ve yönde aynı tepkiyi veriyorsa, özellikler yönden bağımsız ise bu malzemelere izotropik malzeme denir. Cismin üzerindeki yükler kaldırıldığı zaman cisim ilk haline geri dönüyorsa, malzemenin bu davranışına elastiklik denir. Hooke yasasına göre kuvvet ile şekil değiştirme miktarları arasında doğrusal bir bağıntı olduğu kabul edilmektedir.

Bu tanımlamalara göre sonlu elemanlar yönteminde en kolay tanımlanan cisim izotropik ve lineer elastik malzemedir. Şekil 2.9'daki matrise göre şekil değiştirme ve gerilme arasında sadeleştirilmiş bir tanım görülmektedir (Chandrupatla, T.R., Belegundu,A.D. 2001).

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E & -\nu/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & 1/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & -\nu/E & 1/E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix}$$

Şekil 2.9. Gerilme – şekil değiştirme matrisi

2.5. Optimizasyon

Optimizasyon, insanlığın mükemmellik için ihtiyaç duyduğu kavramdır. Optimizasyon işlemi farklı alanlarda farklı uygulamalarla yapılır. Günlük yaşamda yapılan aktivitelerin çoğunluğun temelinde optimizasyon vardır. Mühendislikte ise optimizasyon, sahip olunan kaynaklarla mümkün olan en kaliteli, optimum ürünü tasarlamayı ve ardından üretmeyi hedeflemektedir. Bunun için, tasarım da yazılım programları, üretiminde uygun teknolojik araçlar kullanılır.

Optimizasyon metotları başlangıçta ikinci dünya savaşında Amerikan hava kuvvetlerinin uzun mesafe bombardıman uçaklarının saldırı operasyonları için ortaya çıkmıştır. Savaştan sonra endüstriyel üretimlerde kullanılmış 1987 de Dantzig ve diğerleri tarafından yayınlanan makale ile, bilgisayar kullanımının yaygınlaşması sayesinde optimizasyon metotları da yaygınlaşmaya başlamıştır. 1990 ve 2000'li yıllarda analiz programlarının gelişmesi ile büyük ölçekli optimizasyon uygulamaları yapılmıştır. Bu da sanayinin gelişmesini katlanarak arttırmıştır. Kısaca özetlemek gerekirse, yapısal tasarım optimizasyonu, parçanın dış boyutu ve rijitliği değişmeyeceği şekilde iç kısmının boşaltılmasıdır.

Albak, yaptığı çalışmada Formula SAE araçlarında kullanılan fren pedalına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon yapılırken malzeme dağılım metodu seçilmiştir. Üretim kısıtlamaları da göz önünde bulundurularak yarışma komitesi tarafından belirlenen kurallara uygun olmak şartıyla yeni tasarım yapılmıştır. Yapılan yeni tasarımın ilk tasarıma göre %11 daha hafif olduğu hesaplanmıştır. Ancak bu

çalışmada esas amaç ağırlık azaltma olarak alındığı için maliyet artışı ihmal edilebilir olarak kabul edilmiştir. Gerilme değerlerinde %5'lik bir artış gözlemlense de bu artış değeri kısıt değerinin altında kalmıştır (Albak, E. İ. 2019).

Pan ve ark. (2007), motor braket parçasının tasarım iyileştirmesi için sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapmışlardır. Üzerinde çalıştıkları mevcut tasarım, test ve analizlerden kötü sonuç aldığı için topolojik ve geometrik iyileştirme yapmışlardır. Topoloji optimizasyonu ile parçanın optimum tasarım şartları belirlenmiş, daha sonra geometrik yaklaşım ile şekil değişiklikleri yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen modelin ağırlığı ilk modele göre %12 azalırken, yapısal dayanımı %50 artmıştır (Pan, X. Y., Zonni, D., Chai, G. Z., Zhao, Y. Q., Jiang, C. C. 2007).

2.5.1. Yapısal optimizasyon

Yapısal optimizasyon problemleri topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu olmak üzere üçe ayrılabilir. Parçaya topoloji optimizasyonu uygulandıktan sonra şekil optimizasyonu uygulanarak parçanın dış kısmına ve deliklerine uygun şekil verilir. Eğer gerekli ise daha sonra boyut optimizasyonu da uygulanarak parçaya son şekli verilmiş olur.

Topoloji Optimizasyonu, Bir parçanın sınırlı bir alana sığacak şekilde tasarlanması, hafif olması ve uzun bir kullanım ömrüne sahip olması için yeni tasarım fikirleri ortaya konulmalıdır. Parçalar genellikle mevcut bir tasarım veya konsept ile tasarlanır ve geliştirilir. Bu gibi durumlarda, boyutlar veya diğer tasarım girdileri parametreler yardımıyla tanımlanır. Çalışacak bir tasarım olmadığında, bir veya iki kavramsal tasarım oluşturulabilir. Bu tasarımlara standart optimizasyon yöntemleri uygulanabilir.

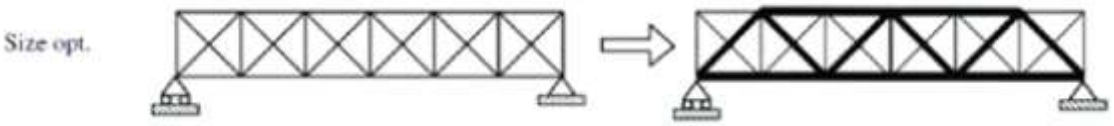
Topoloji optimizasyonunda hedef, verilen kısıtlamalar göz önünde bulundurularak parça için en iyi malzeme dağılımını elde etmektir. Optimizasyon için yer değiştirme, maksimum gerilme, doğal frekans gibi kısıtlamalar tanımlanmaktadır. Kullanılan

optimizasyon yazılımı bu kısıtlamaları dikkate alarak kütle, hacim yer değiştirme değerlerini istenilen seviyeye getirmek için parça üzerinde boşaltmalar yapar.



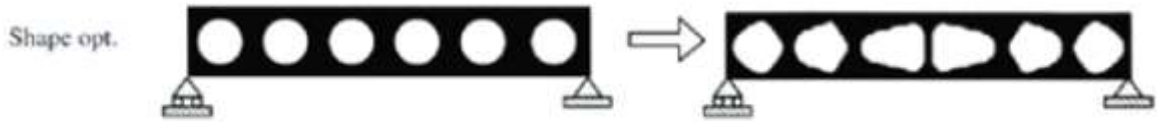
Şekil 2.10. Topoloji optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004)

Boyut Optimizasyonu, parçaların en uygun model özelliklerini (malzeme özellikleri, kalınlık, boyut) bulmak amacıyla boyut optimizasyonu yapılır.



Şekil 2.11. Boyut optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004)

Şekil optimizasyonunda yapının dış sınırlarının ve deliklerinin şeklini değiştirerek optimum duruma getirilmesi amaçlanmaktadır. Lokal stres değerlerinin azaltılması gibi problemler bu yöntemle çözülebilmektedir.



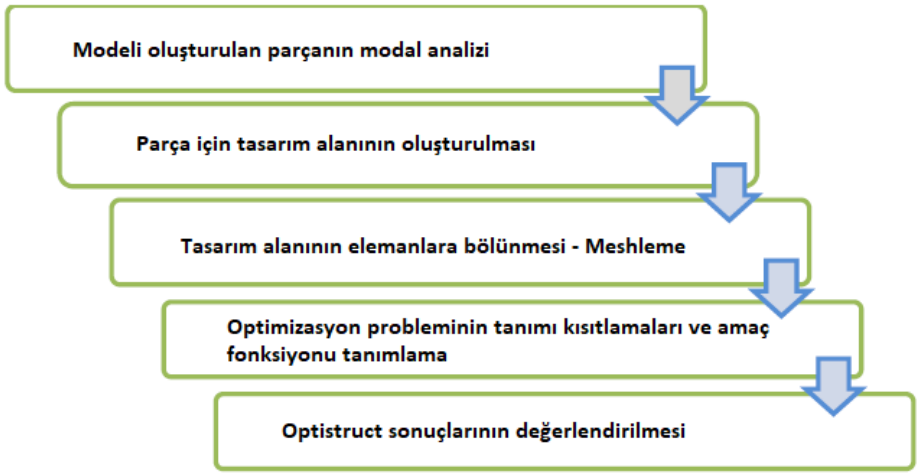
Şekil 2.12. Şekil optimizasyonu örneği (Bensoe and Sigmund 2004)

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Tezin bu bölümünde, çarpışma sönümleyici konstrüksiyon yapının topoloji ve şekil optimizasyon yöntemleri ile tasarımının, belirlenen gerilme sınırları içerisinde en uygun hale getirilme yöntemleri anlatılmıştır.

3.1. Analizlerin ve Optimizasyonun Yapılacağı Yazılımın İncelenmesi

Bu tezde, optimizasyon problemini çözmek için Altair Engineering yazılımından OptiStruct kullanılmıştır. Modeli kurmak için yine Altair Engineering tarafından piyasaya sürülen HyperMesh kullanılır. HyperMesh, tasarım alanını meshlemek ve sınır koşulları belirleyerek çözülecek problemi kurmak için kullanılır. Ardından HyperMesh'ten OptiStruct'a veri dosyası dışa aktarılır. Sonuç HyperView yazılımı kullanılarak değerlendirilir.



Şekil 3.1. Optimizasyon süreci iş akışı

3.1.1. Optistruct

OptiStruct, yapısal optimizasyon için bir çözümleyicidir. OptiStruct'ın herhangi bir grafik arayüzü yoktur, problem formülasyonu HyperMesh kullanılarak yapılır ve diğer seçenekler komut satırı aracılığıyla sağlanır. OptiStruct, statik, modal, burkulma ve termal analiz dahil olmak üzere bir dizi farklı sonlu eleman analizi gerçekleştirme yeteneğine sahiptir.

Noktasal kuvvetler, basınç, yerçekimi yükleri, termal yükler vb. gibi farklı yükler uygulanabilir (Anonim, 2021a).

OptiStruct yetenekleri aşağıda sıralanmıştır.
Analiz Türleri şunları içerir:

- Doğrusal ve doğrusal olmayan statik analiz
- Doğrusal olmayan quassi-statik analiz
- Gerçek ve karmaşık özdeğerler için normal modlar analizi
- Doğrusal burkulma analizi
- Doğrudan ve modal frekans tepki analizi
- Rastgele tepki(titreşim) analizi
- Doğrusal doğrudan ve modal transient analiz
- Birleştirilmiş akışkan (NVH) analizi
- Statik analizle birleştirilmiş doğrusal dararlı hal ve geçici ısı transferi

Optistruct, sertlik, dayanıklılık ve stabilite, gürültü ve titreşim, güç aktarma organları dayanıklılığı, termal analiz, kinematik ve dinamikler ve daha fazlasını simüle etmek için kapsamlı çözümler sunar. Optistruct'ın ödüllü tasarım-sentez teknolojisi, yenilikçi konsept-tasarım önerileri oluşturmak için topoloji optimizasyon yaklaşımını kullanır. Geliştirme sürecinin ilk aşamasında, kullanıcı paket alanı bilgilerini, tasarım hedeflerini ve üretim süreci parametrelerini girer. OptiStruct daha sonra verilen tasarım hedefleri için optimize edilmiş üretilebilir bir tasarım teklifi oluşturur. Üretim süreci parametreleri, yorumlanabilir, uygulanabilir tasarımların elde edilmesinde önemlidir. Sac metal parçalarda genellikle yapıları güçlendirmek için kullanılır (Anonim, 2021a).

3.1.2. Topoloji optimizasyonu probleminin tanımlanması

Optistruct yazılımı, Bendsoe ve Kikuchi (1988)'nin sunduğu optimizasyon yöntemini esas alarak hesaplarını yapmaktadır. Aşağıdaki formüle göre topoloji optimizasyonu problemi tanımlanmıştır (Schramm, U., Zhou, M. 2006).

$Min\ W(\rho)$

Subj to: V= $\sum \rho_i v_i \leq \overline{V}$, $\eta \leq \rho_i \leq 1$, $i=1,....n$

Bu formülde W (ρ) amaç fonksiyonunu tanımlamaktadır. ρ_i ve v_i ise eleman yoğunluğu ve hacmi tanımlamaktadır. $\overline{V}$ hedeflenen hacmi, n eleman sayısını ve η direngenlik matrisinin tanımsız olmaması için ufak bir sayıyı göstermektedir. Tasarımı dolu boş tasarıma yöneltmek ve ara yoğunluğa sahip elemanların etkinliğininin azaltılması için bir p sınırlandırma katsayısı belirlenmiştir. Bu sınırlandırmaya kuvvet yasası formülü ile ulaşılmıştır **(**Schramm, U., Zhou, M. 2006).

$\widehat{K}i(\rho_i) = (\rho_i)^p K_i$

$\widehat{K}i$ ve K_i i. Eleman için sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış (gerçek) direngenlik matrisini belirtmektedir. P faktörü, 1'den büyük bir reel sayıdır. Homojenizasyon olarak tanımlanan bu yönteme, SIMP adı da verilmektedir **(**Schramm, U., Zhou, M. 2006).

Bu yöntemin kullanıldığı topolojik tasarımlarda, yükleme ve sınır koşulları altında, amaç fonksiyonu olarak doğal frekans ya da kompliyans (1/direngenlik) değerleri belirlenmektedir (Schramm, U., Zhou, M. 2006).

Optimizasyon problemin tanımını optistruct yazılımı aşağıdaki gibi yapmaktadır:

Min. $f(x) = f\ (x_{1,}x_2, \dots, x_{n,})$

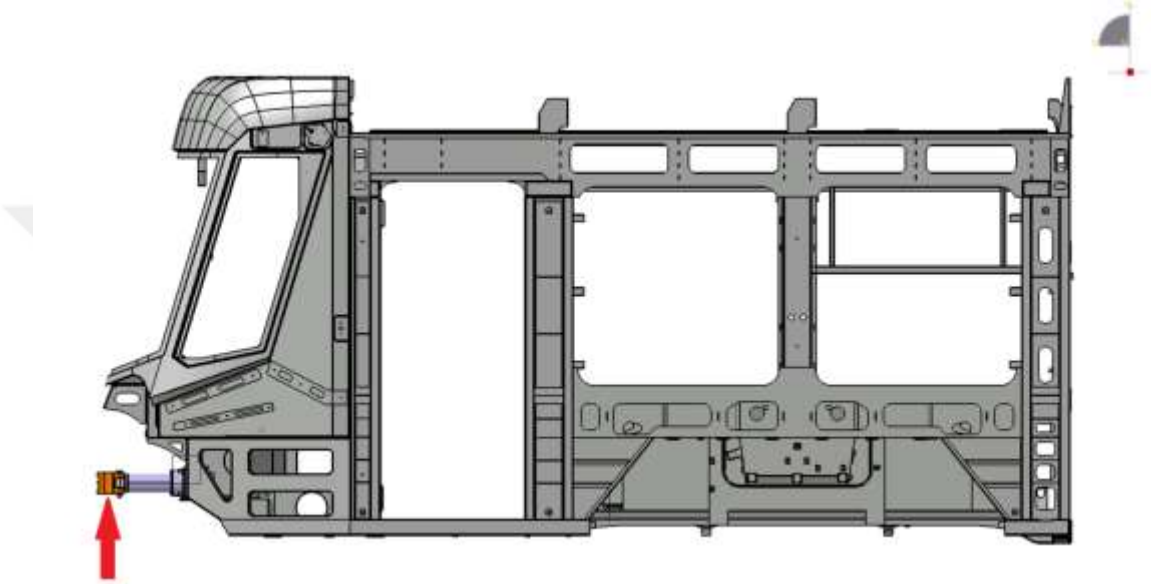
Subj: $g_{j(x)} \leq 0, j = 1, \dots, m$

$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, i = 1, \dots, n$

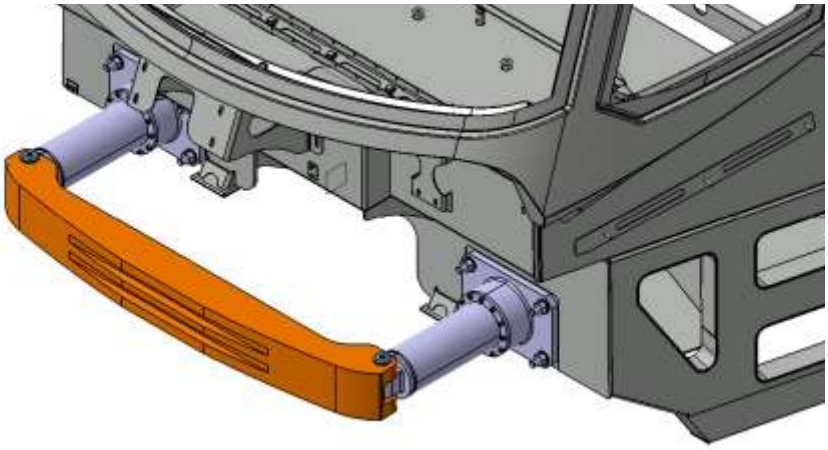
$f(x)$ ve $g(x)$ sırasıyla amaç ve kısıt fonksiyonu, sonlu elemanlar analizi sonuçlarından ulaşılan cevaplar olarak tanımlanır. Eğer, $g(x) = 0$ ise kısıt aktif, $g(x) < 0$ ise kısıt pasif, $g(x) > 0$ ise kısıt ihlal edilmiştir. Optimizasyonun türüne göre bir tasarım değişkeni, x_i belirlenir. Eleman yoğunlukları, tasarım değişkeni olarak topoloji optimizasyonunda seçilmelidir.

3.2. Mevcut Sistem Konsept Tasarımı

Çarpışma sönümleyici konstrüksiyonu enerji sönümleme sisteminin yapısal bir parçasıdır. Çift yönlü tramvay aracının her iki ucunda da montajlı olup herhangi bir çarpışma senaryosunda meydana gelen kuvvetlerin araç gövdesine doğrudan aktarılmadan üzerinde bir miktar sönümlemesi ve çarpışma hasarının engellenmesi veya azaltılması için kullanılır.

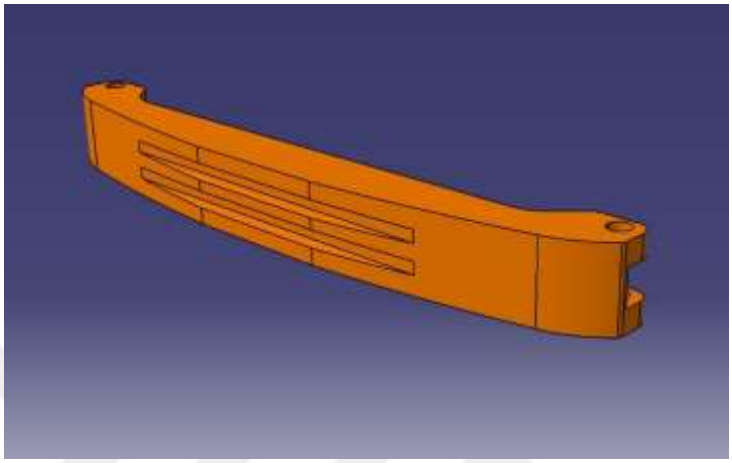


Şekil 3.2. Çarpışma sönümleyici yapının araç üzerindeki konumu



Şekil 3.3. Çarpışma sönümleyici yapının montajı ve izometrik görünümü

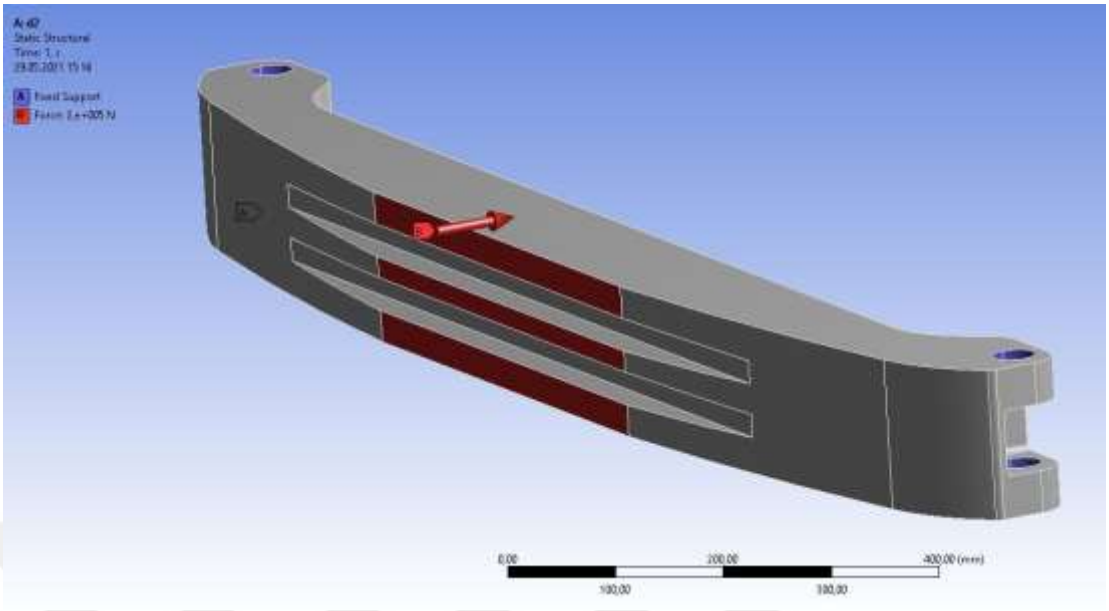
Çarpışma sönümleyici yapı enerji sönümleme damperlerinin önüne M20 dişli özel tasarım pim ile sabitlenmiştir. Konsept parçanın tasarımı için Catia V5 yazılımı kullanılmıştır. Araç sınırları ve uzunlukları referans alınarak analizler için oluşturulan tasarım hacminin detaylı izometrik görünümü Şekil 3.3'de turuncu renkle belirtilmiştir.



Şekil 3.4. Tasarım hacminin detaylı görünüşü

3.3. Uygun Mesh Boyutun Belirlenmesi

Çarpışma sönümleyici yapının mevcut yapının analizi için öncelikle sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Pim bağlantı yüzeyleri serbestlik derecesi sıfır kabul edilip harekete izin vermemektedir. Parçanın ön yüzeyinden Şekil 3.4'de görüleceği üzere kuvvet uygulanmıştır. Standartlar gereği P-V sınıfında bulunan bir araç için bu yüzeyden uygulanması gereken kuvvet 200 kN olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.5. Analizi yapılacak parça geometrisi ve sınır şartları

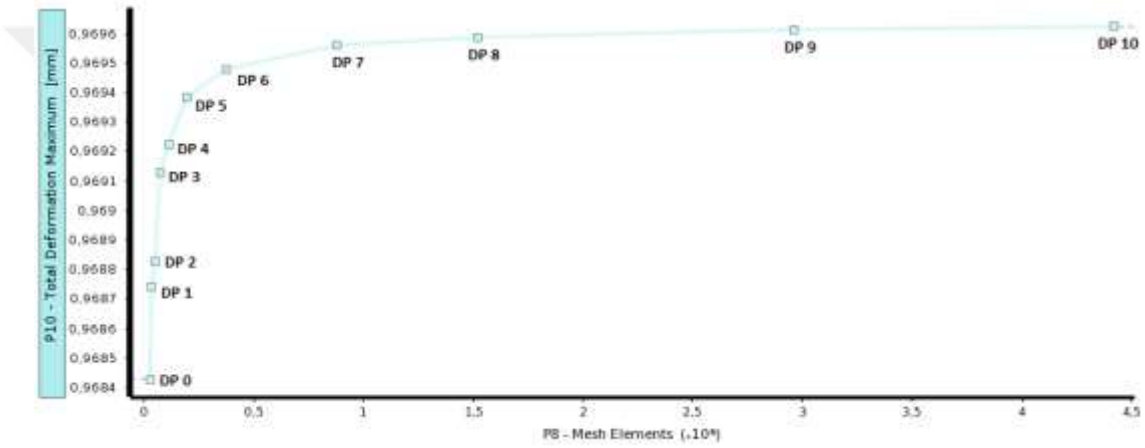
Statik analizler ve optimizasyon aşamalarına geçmeden önce mevcut parçanın uygun mesh boyutunun belirlenebilmesi için Ansys programında mesh analiz adımları uygulanmıştır. Bu analizler için yoğunluklu olarak dörtyüzlü (tetrahedral) eleman tipi kullanılarak farklı mesh eleman boyutları seçilerek 11 adımda parça üzerine kuvvetler uygulanmıştır (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1. Farklı eleman boyutları için toplam deformasyon miktarları

	Eleman Boyutu (mm)	Mesh Node Adedi	Mesh Eleman Adedi	Toplam Deformasyon (mm)
DP 0	20	40 429	26 097	0,96843
DP 1	18	53 456	35 163	0,96874
DP 2	16	74 299	49 452	0,96883
DP 3	14	1,0707E+05	72 301	0,96913
DP 4	12	1,6325E+05	1,1228E+05	0,96922
DP 5	10	2,7808E+05	1,9348 E+05	0,96938
DP 6	8	5,3187E+05	3,7554 E+05	0,96948
DP 7	6	1,2282E+06	8,8069 E+05	0,96956

DP 8	5	2,1042E+06	1,5187 E+06	0,96959
DP 9	4	4,0698E+06	2,9566 E+06	0,96961
DP 10	3,5	6,0617E+06	4,4194 E+06	0,96962

Çizelge 3.1' de yapılan bir dizi analiz sonucunda DP 8 adımından sonra artan eleman sayıları göz önünde bulundurulduğunda analiz sürelerinde ciddi artış saptanmıştır. Ayrıca DP 8 ve DP 9 adımları arasındaki toplam deformasyonun yüzde değişim farkı % 0,021 hesaplanmaktadır. Bu sebeple Şekil 3.5'de eğrinin doğrusallığa yakınsadığı varsayılan DP 8'de kullanılan 5mm mesh eleman boyutu yapılacak analizler için yeterli görülmüştür.



Şekil 3.6. Mesh eleman adedi – Toplam deformasyon eğrisi

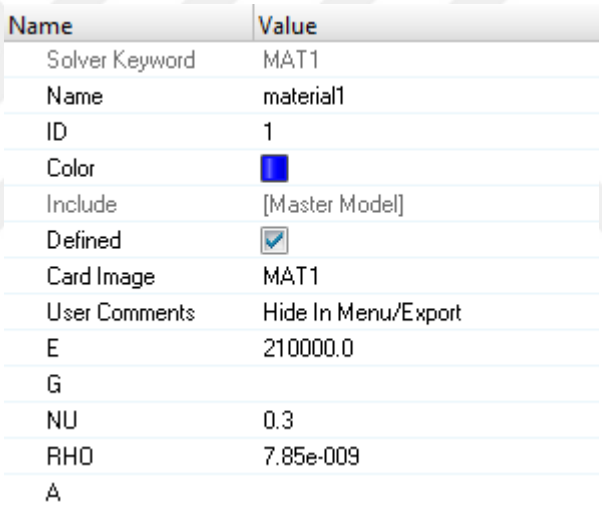
3.4. Malzeme Bilgisinin Atanması

Çarpışma sönümleyici yapı için S235JR kodlu çelik kullanılması öngörülmüştür. Elimizde malzemelere ilişkin gerçek çekme testi sonuçları mevcut olmadığından malzemelerin mekanik özellikleri üretici firmaların kataloglarından temin edilmiştir. Aşağıda Çizelge 3.2'de kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri belirtilmiştir (Anonim, 2021b).

Çizelge 3.2. Analizlerde kullanılan malzemenin özelliği

Malzeme	Yoğunluk [ton/mm3]	Young Modülü [MPa]	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi [MPa]
S235JR	7,85E-009	210000	0,3	195

Tabloda belirtilen malzeme özelliklerinin Optistruct yazılımına aktarılması yine ilgili malzeme kartının tanımlanmasıyla gerçekleştirilmektedir (Şekil 3.7). Analizlerde kullanılan malzeme kartı, yapı malzemesinin çelik olması ve sıcaklıktan bağımsız olarak göstereceği lineer elastik izotropik malzeme davranışı dolayısıyla, malzeme kartı Mat1 olarak tanımlanmıştır (Anonim, 2021c). Ayrıca optistruct programında üç boyutlu üçgen elemanlar kullanıldığı için PSOLID kartı tanımlanmıştır.

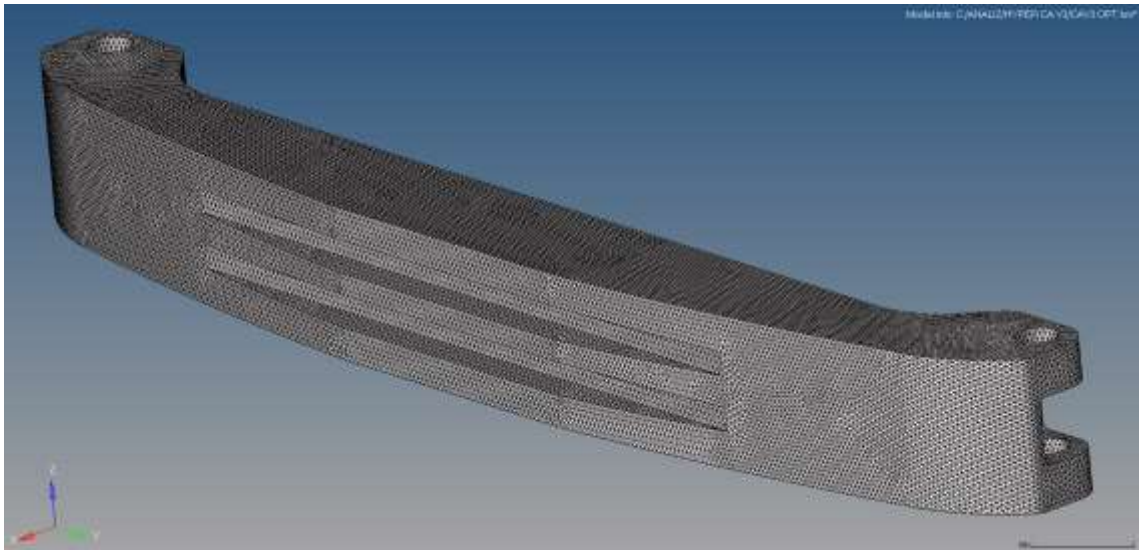


Şekil 3.7. Malzeme özellikleri ve malzeme kartının tanımlanması

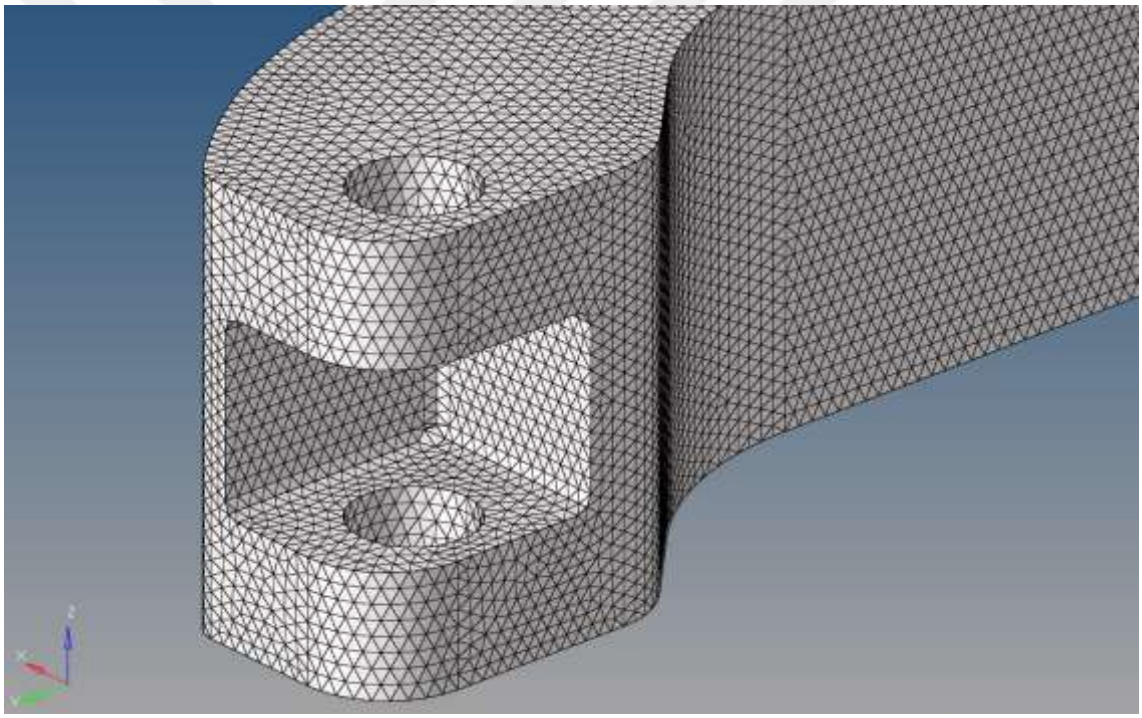
3.5. Analiz İçin Sonlu Elemanlar Modelinin Sisteme Tanımlanması

3.5.1. Ağ örgü (mesh) yapının oluşturulması

Bölüm 3.3.'de yapılan bir dizi analizler neticesinde belirlenen 5mm'lik mesh eleman boyutuna haiz parçanın işlem sonrası görünümü Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da görüldüğü gibidir. Mevcut tasarıma ait modelin ağ yapısı, 5 mm eleman boyutuna sahip toplam 371.623 adet CTETRA elemanlar ile oluşturulmuştur. Bu ağ yapıda toplam 78.172 adet node (düğüm noktası) bulunmaktadır.



Şekil 3.8. Mevcut tasarıma ait ağ yapı

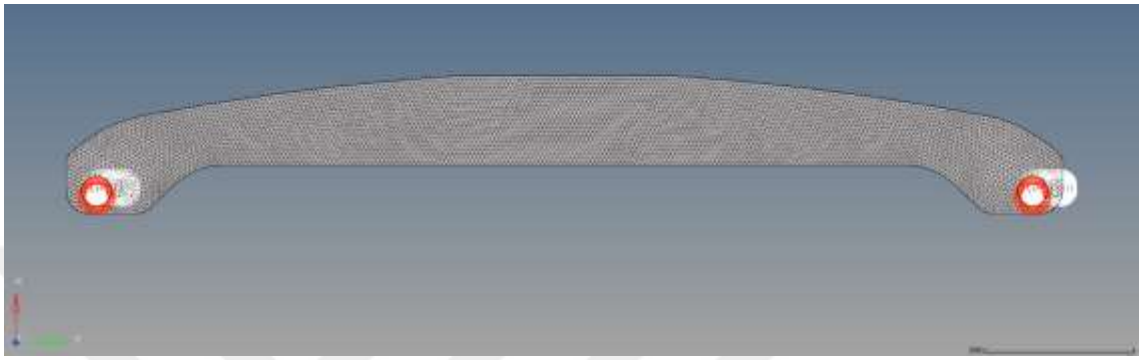


Şekil 3.9. Bağlantı yapılan bölgenin ağ yapısı

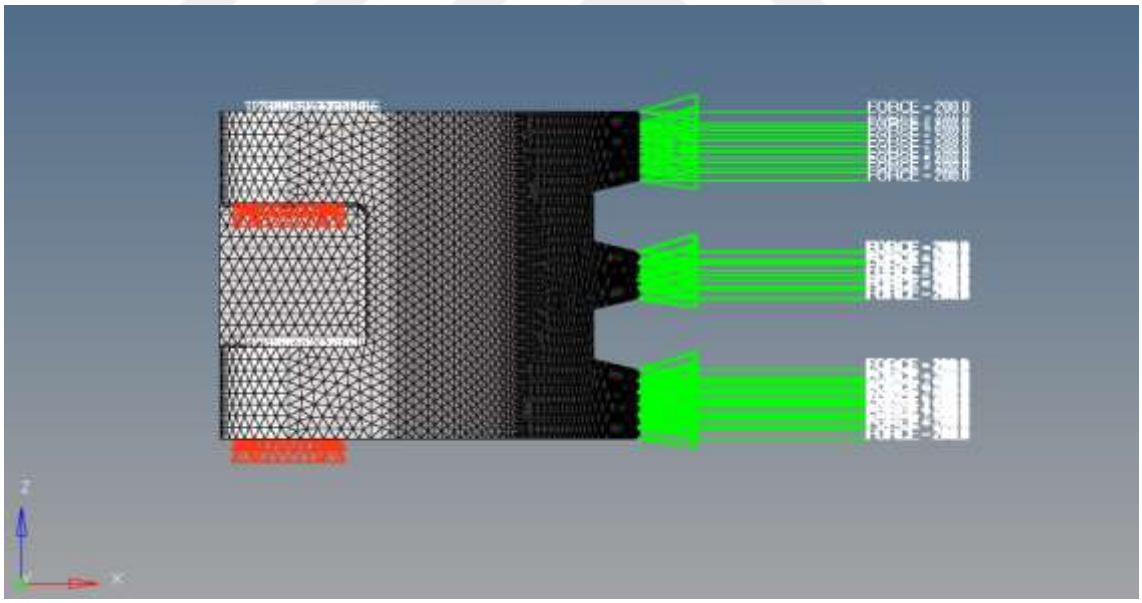
3.5.2. Sınır koşullarının ve yüklerin sisteme tanımlanması

Modele ait ağ yapısının oluşturulmasının ardından, parça üzerine önceden belirlenmiş bölgelerden yük koşulları ve sınır şartlarının tanımlanması bir boyutlu rijit elemanlar yardımıyla yapılmıştır.

Vidalı pim üzerine denk gelen deliklerdeki tüm bütün elemanların nodelarına (düğüm noktaları) 3 eksende öteleme ve dönme serbestlikleri 1 boyutlu rijit elemanlar yardımıyla tamamen kısıtlanmış, dolayısıyla parça bu bölgelerden sabitlenmiştir (Sekil 3.10). Ardından kuvvet temas yüzeyindeki tüm elemanlardan parça eksenine dik X ekseninde 200 kN kuvvet uygulanmıştır (Şekil 3.11).



Şekil 3.10. Modelin analiz öncesi sabitlenmesi

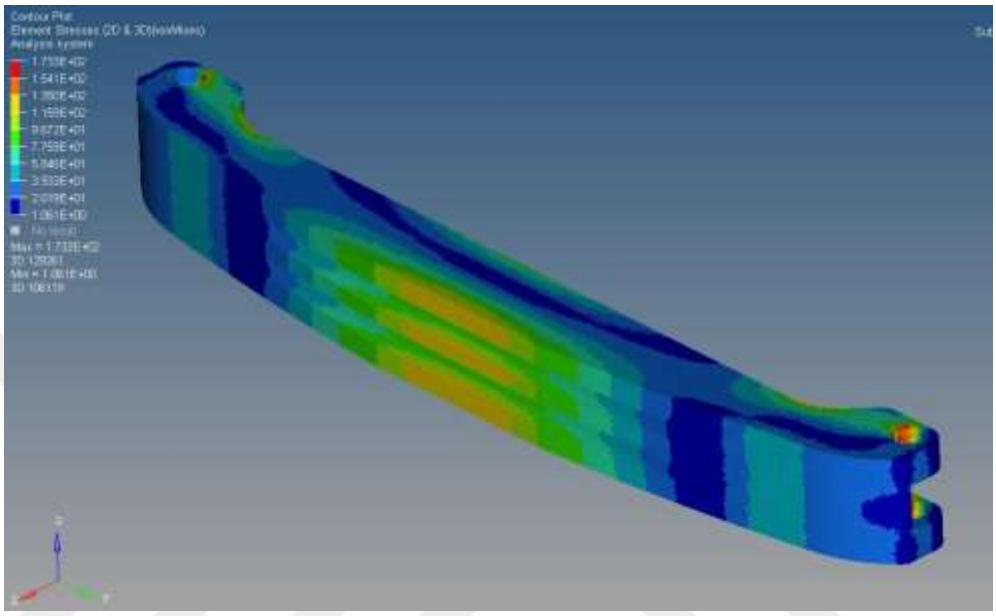


Şekil 3.11. Modele kuvvetin uygulanması

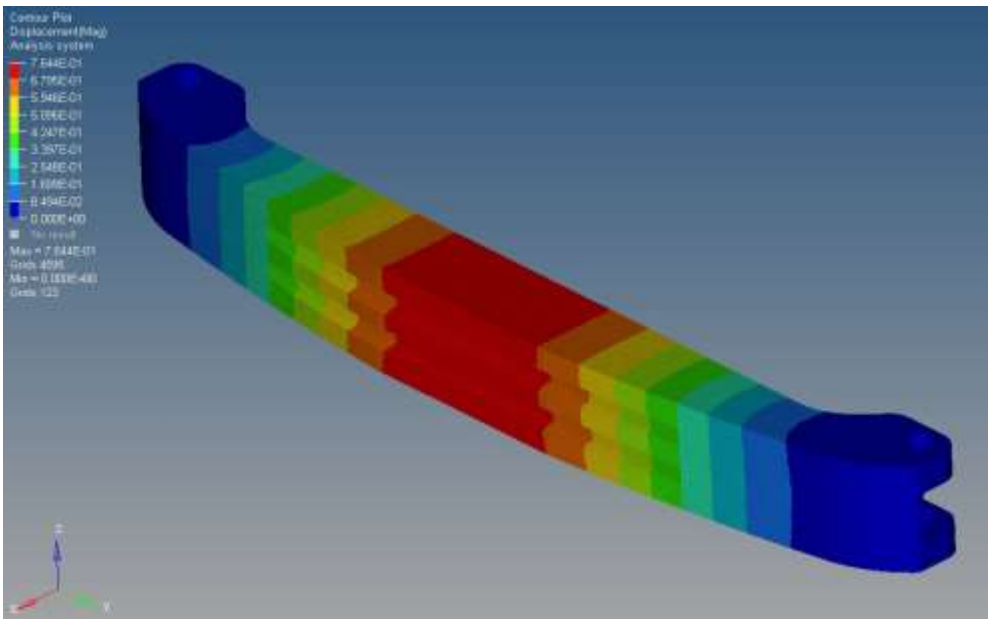
4. BULGULAR

4.1. Mevcut Durumun Analizi

Mevcut parçanın statik analizine ait sonuçlar Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de gözükmektedir.



Şekil 4. 1. Mevcut parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı



Şekil 4. 2. Mevcut parça üzerindeki şekil değişim dağılımı

Belirtilen yük ve kısıtlara göre statik analizi yapılan parçanın mevcut durumda oluşan maksimum yer değiştirme 0,764 mm, gerilme ise 173,3 MPa olarak gözlenmiştir. Optimizasyon öncesi mevcut parçanın ağırlığı 148,52 kg olarak hesaplanmıştır.

4.2. Mevcut Geometrinin Optimizasyonu

Bu bölümde parça üzerinde belirlenen gerilme kısıtları dahilinde sırasıyla topoloji ve şekil optimizasyon adımları verilmiştir.

4.2.1. Mevcut geometrinin topoloji optimizasyonu

Topolojik optimizasyon aracı kullanılarak malzeme azaltması yapılmak istendiğinde hedef olarak minimum hacim ve kısıt olarak, parça malzemesinin emniyet gerilmesi olarak belirlenen, 160 MPa Von Misses gerilme kısıtı verilmiştir. Vida delikleri optimizasyon sonucu kaybolmasını engellemek amacıyla korunmuştur. 7 iterasyon sonra Şekil 4.8' deki geometri elde edilmiştir. Geometrinin bazı bölgelerinde oluşan kopukluklar bu bölgeye istenilen şekilde malzeme eklemesi yapılarak parçaların birleştirilebileceği anlamındadır ve bu geometri bu haliyle üretime ve kullanıma uygun olmadığından öncelikle topoloji geometrisi OSSmooth yazılımı ile dış ortama aktarılmış ardından bu geometriye benzer olması koşuluyla Catia programında başlangıç modelinden parça çıkartması yapılmıştır. Keskin kenarları gerilme yığılması oluşturması ihtimalinden dolayı yuvarlatılmıştır. Sonuç olarak Şekil 4.11'de görülen parça tasarlanmıştır. Daha sonra elde edilen parça optistruct ile gerilme ve şekil değişimi açısından analiz edilmiştir. Son parçada oluşan gerilme ve şekil değişimi dağılımı sırasıyla Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de gözükmektedir.

Topoloji optimizasyonu için öncelikle bir tasarım değişkeni tanımlanmıştır. Optistruct programı optimizasyonu yoğunluk modeline göre yapmaktadır (Şekil 4.3).



Şekil 4. 3. Tasarım değişkeninin atanması - HyperMesh ekran görüntüsü

Tasarım değişkeni atandıktan sonra response'lar tanımlanmalıdır. Bu model için amaç fonksiyonu kompliyansı minimize etmektir. Kısıt fonksiyonu olarak hacmin boşaltılması hedeflenmiştir (Şekil4.4, Şekil 4.5).



Şekil 4. 4. Amaç fonksiyonunun atanması - HyperMesh ekran görüntüsü



Şekil 4. 5. Kısıt fonksiyonunun atanması - HyperMesh ekran görüntüsü

Topoloji modeline response ataması yapıldıktan sonra kısıt limitleri atanmalıdır bunun için Şekil 4.6'da tanımlanan kısıt limitleri modele atanmıştır. Burada tasarım alanından %30 hacmin boşaltılması hedeflenmiştir.



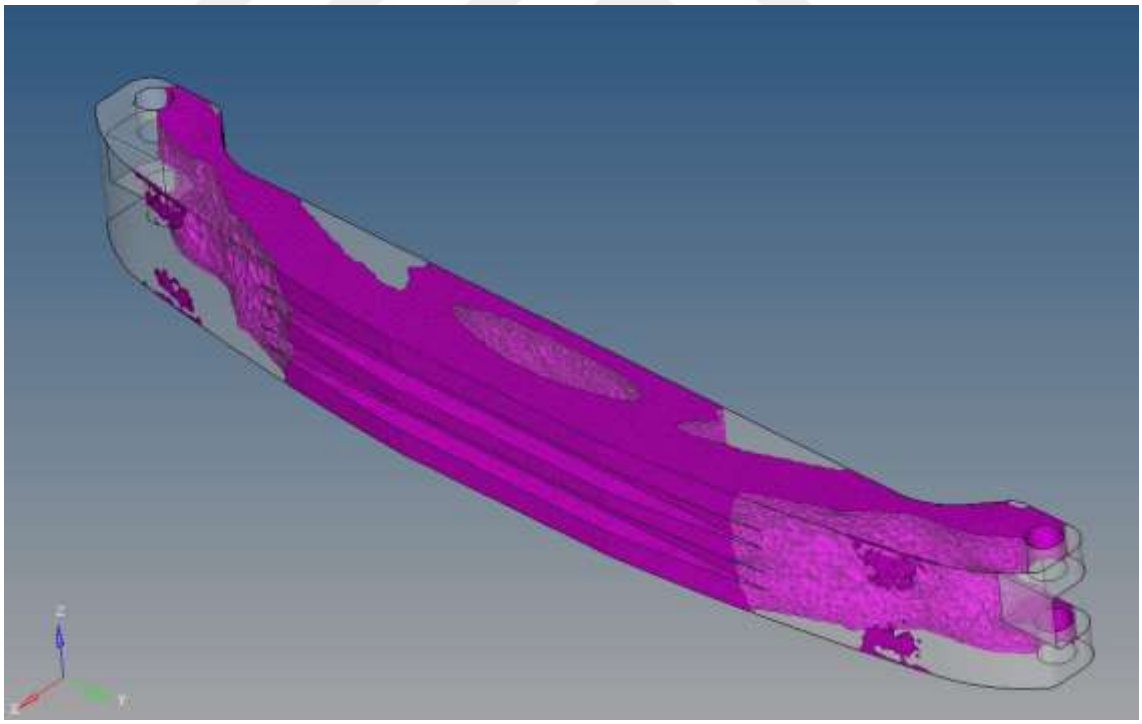
Şekil 4. 6. Kısıt fonksiyona limit atanması - HyperMesh ekran görüntüsü



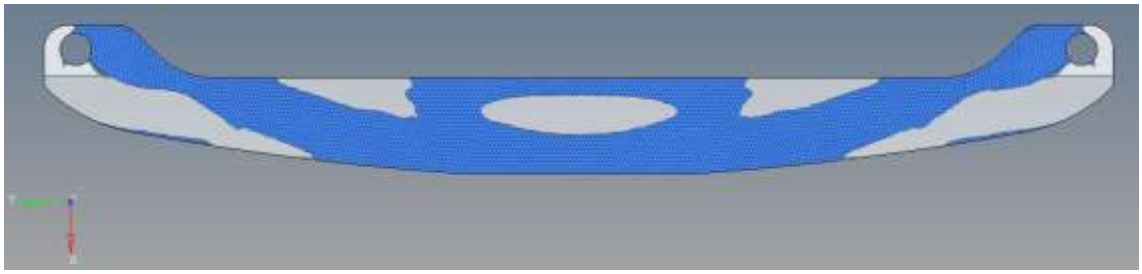
Şekil 4.7. Amaç fonksiyonuna minimum atanması – HyperMesh ekran görüntüsü

Amaç ve kısıt fonksiyonlarının modele atanmasının ardından optistruct yazılımı kullanılarak, parçaya ait topoloji optimizasyonu işlemine başlanmıştır. Optimizasyonda amaç, yapılan tasarıma ait hacmin, belirlenen yük ve sınır şartlarına göre optimum dağılımını elde etmektir. Optimizasyon sonuçları, üç boyutlu modeli oluşturulacak yeni geometri için referans niteliğinde olup bu hacme bağlı kalınarak yeni tasarım oluşturulmalıdır.

Topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre malzeme eksiltilmesi uygun görülen bölgeler Hyperview yazılımı ile görüntülenmiştir. (Şekil 4.8, Şekil 4.9).



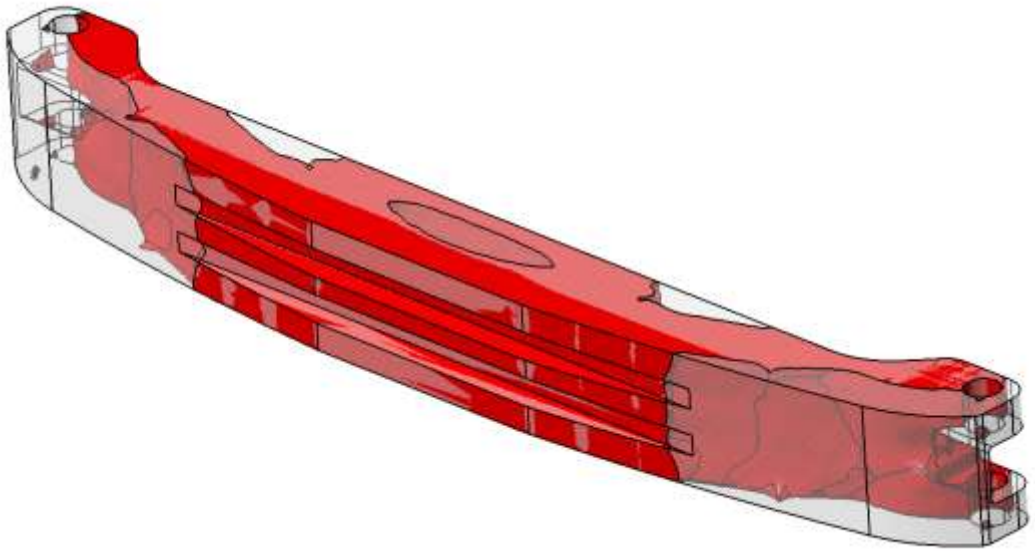
Şekil 4. 8. Topoloji optimizasyonu sonucu parçanın izometrik görünüşü



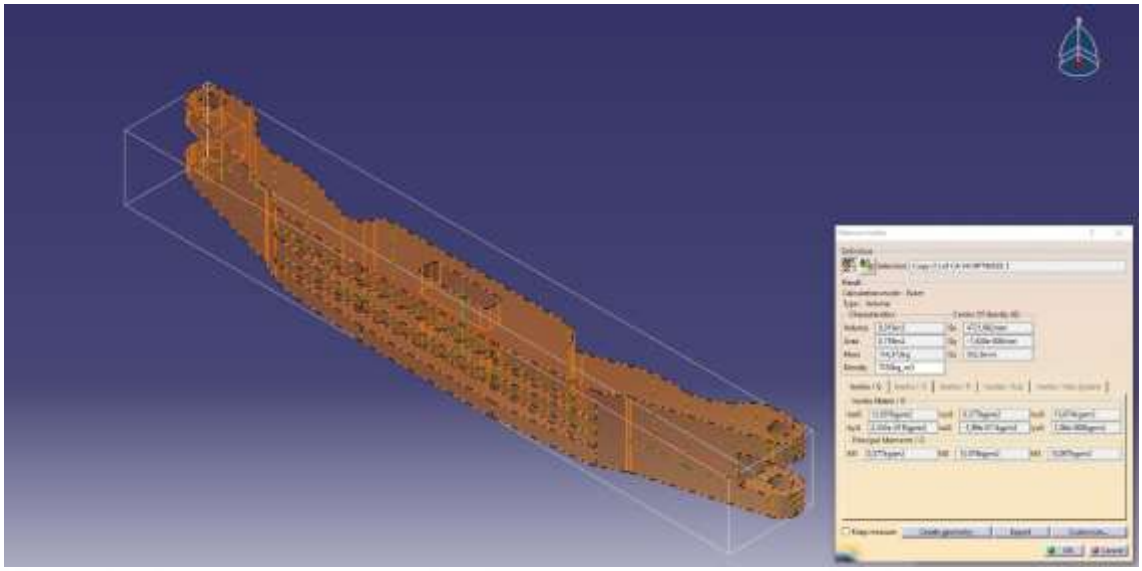
Şekil 4. 9. Topoloji optimizasyonu sonucu parçanın üst görünüşü

4.2.2. Yeni geometrinin tasarlanması ve sonlu elemanlar analizi

Topoloji optimizasyonu sonucunda ortaya çıkarılan yeni geometrinin tasarımın yapılacağı catia yazılımı ortamına aktarılabilmesi için HyperMesh içinde bulunan OSSmooth uygulamasından faydalanılmıştır. Dışa aktarılan STEP formatlı üç boyutlu modelin Catia yazılımındaki ekran görüntüsü Şekil 4.10'da verilmiştir.

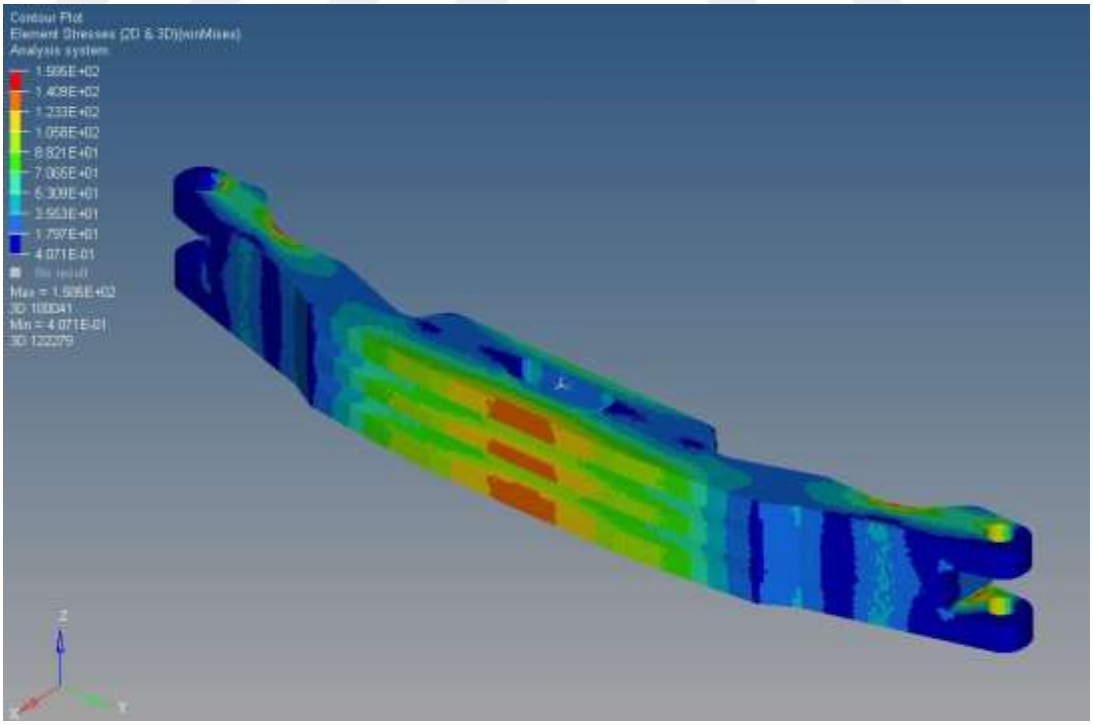


Şekil 4. 10. OSSmooth yardımıyla oluşturulan topolojik geometri

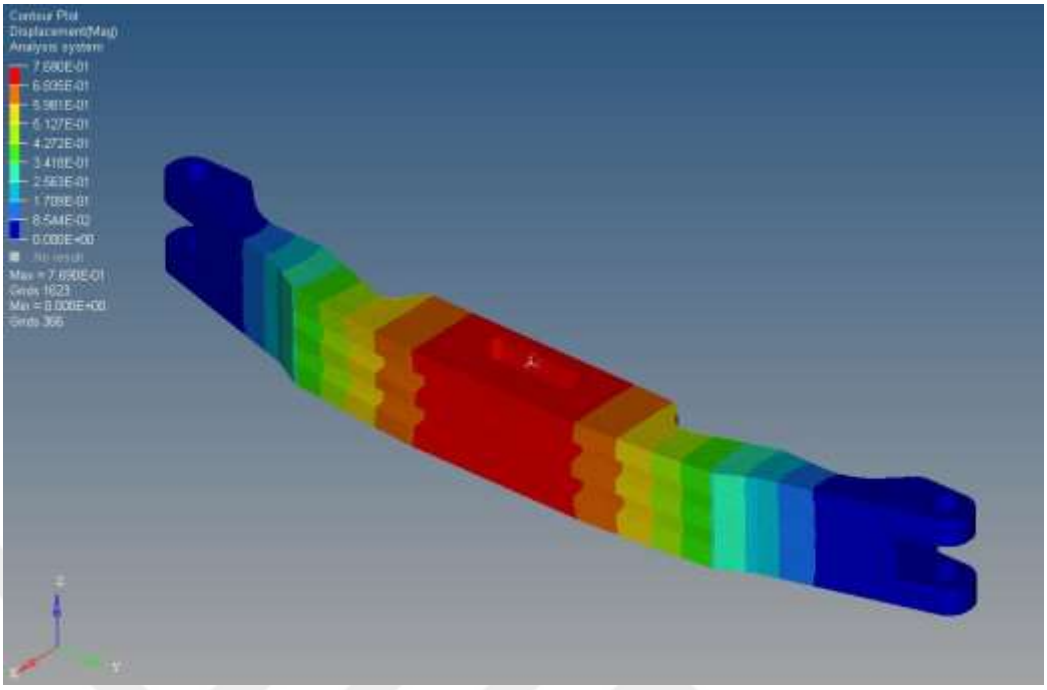


Şekil 4. 11. Topoloji optimizasyonu sonrası oluşturulan parça geometrisi

Tasarım kısıtlarına ve hacim limitlerine bağlı kalınarak optimum model oluşturulmuştur. Oluşturulan yeni modelin gerilim ve deformasyon dağılım değerlerinin tespiti için tekrar statik analiz yapılmıştır. Analiz sonuçları Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de görülmektedir.



Şekil 4. 12. Topoloji sonrası parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı



Şekil 4. 13. Topoloji sonrası parça üzerindeki şekil değişim dağılımı

Belirlenen yük ve kısıtlara göre statik analizi yapılan yeni parça için maksimum yer değiştirme 0,769 mm, gerilme ise 158,5 MPa olarak gözlenmiştir. Optimizasyon sonrası parçanın ağırlığı 114,37 kg olarak hesaplanmıştır.

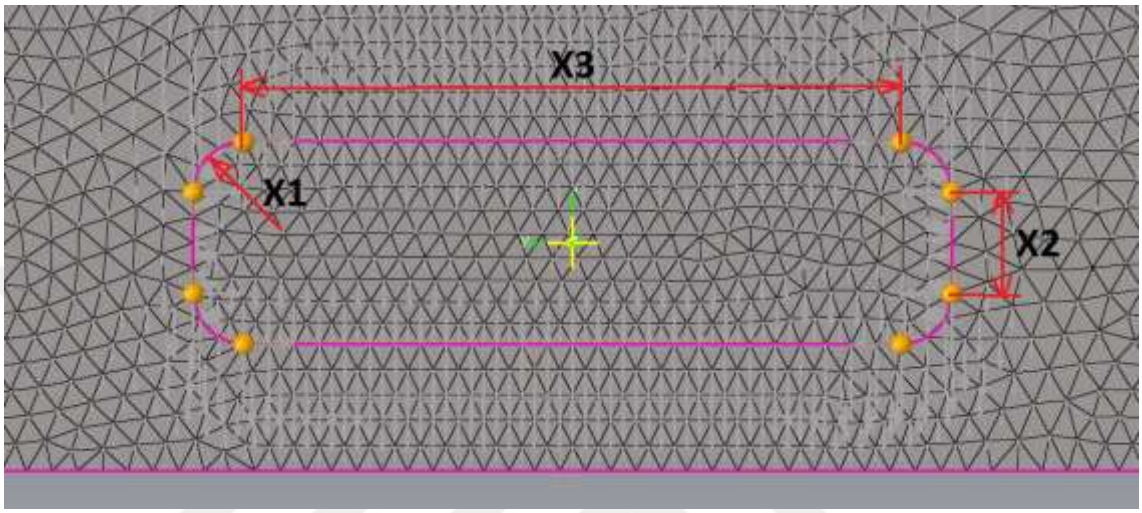
Mevcut parça ile topoloji optimizasyonu yapılan parça arasındaki ağırlık, gerilme ve şekil değiştirme farkları Çizelge 4.1'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4. 1. Topoloji optimizasyonu sonrası karşılaştırma tablosu

	Ağırlık [Kg]	Gerilme [MPa]	Şekil Değişim [mm]
İlk tasarım	148,52	173,3	0,764
Topoloji sonrası	114,37	158,5	0,769
Fark	-%22,99		

4.2.3. Şekil optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen model, Şekil 4.14'de gösterilen boşaltma bölgesinde şekil optimizasyonuna tabi tutulmuştur. Şekil optimizasyonu Altair HyperStudy programı kullanılarak yapılmıştır.



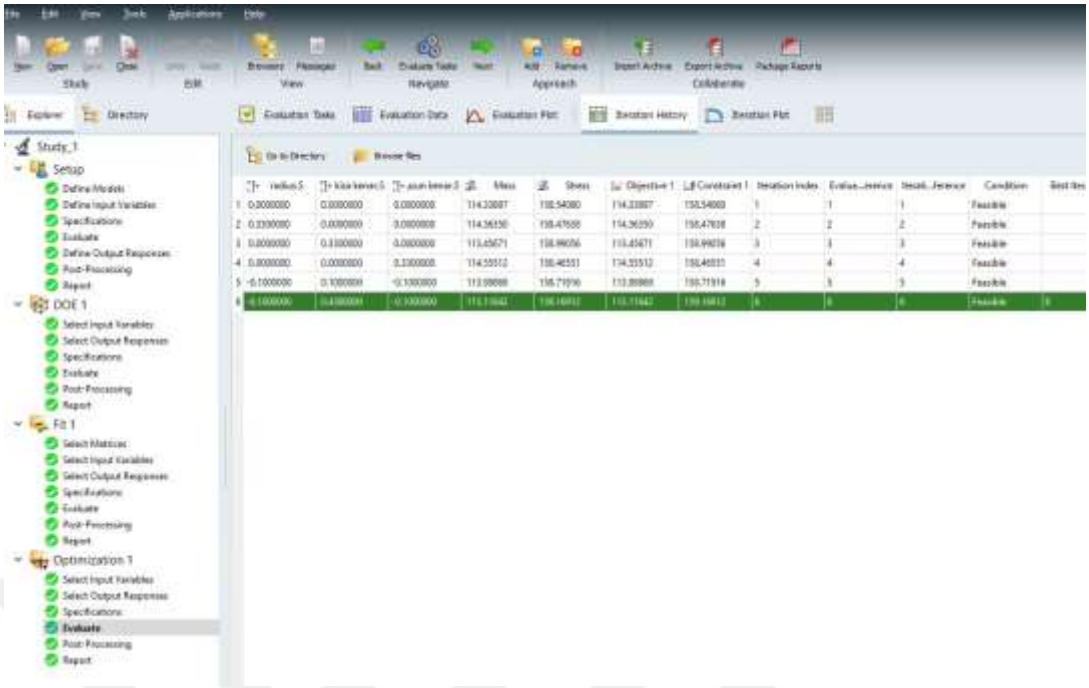
Şekil 4. 14. Şekil optimizasyonu yapılan boşaltma geometrisi

Şekil optimizasyonu Çizelge 4.2'de verilen tasarım parametrelerine göre yapılmıştır. Amaç fonksiyonu olarak kütlenin minimizasyonu, kısıt olarak gerilme değerinin 160 N/mm^2'yi aşmaması istenerek optimizasyon çözümü yapılmıştır.

Çizelge 4. 2. Şekil optimizasyonu için tasarım parametre limitleri

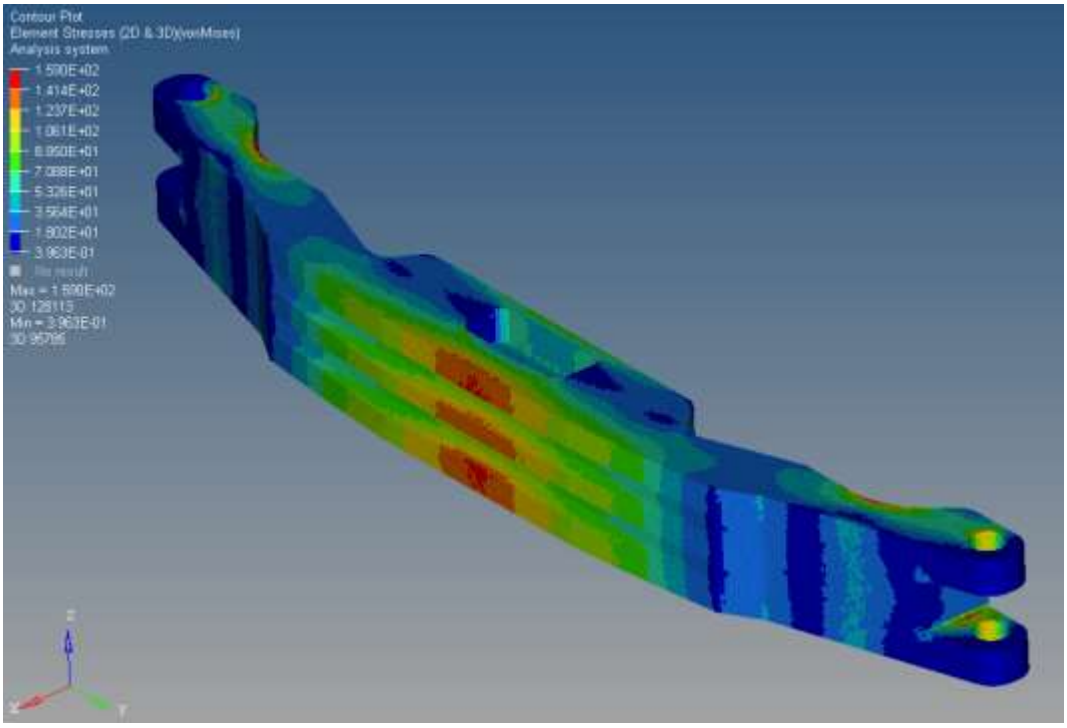
Tasarım Parametreleri	Alt limit (mm)	Başlangıç değeri (mm)	Üst limit (mm)
Radyus (X1)	0	10	20
Kısa Kenar (X2)	32	42	52
Uzun Kenar (X3)	130	140	150

Şekil optimizasyonu analizi sonrası 6 iterasyon sonucu ulaşılan optimum değerler. Şekil 4.15'de verilmiştir.

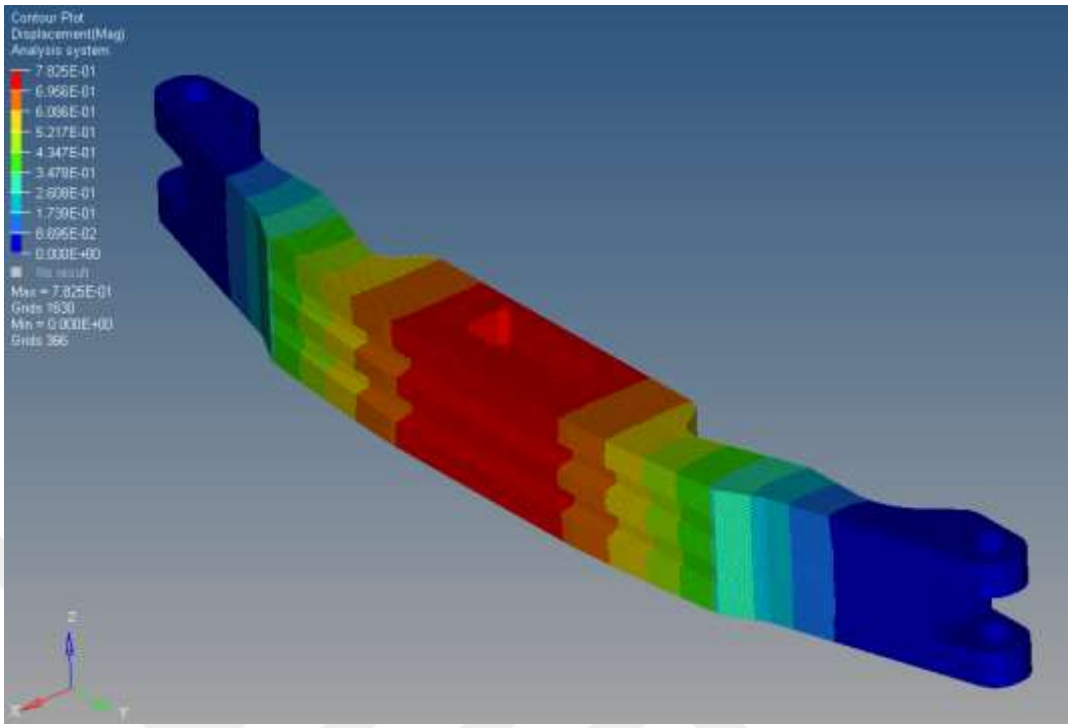


Şekil 4. 15. Şekil optimizasyonu sonucu oluşan optimum tasarım parametreleri

Ulaşılan değerler CAD modele uygulanıp son tasarım için gerilme ve şekil değişim miktarları tekrardan hesaplanmıştır.



Şekil 4. 16. Şekil optimizasyonu sonrası parça üzerinde Von Misses gerilme dağılımı



Şekil 4. 17. Şekil optimizasyonu sonrası parça üzerindeki şekil değişim dağılımı

Belirlenen yük ve kısıtlara göre statik analizi yapılan yeni parça için maksimum yer değiştirme 0,782 mm, gerilme ise 159 MPa olarak gözlenmiştir. Şekil optimizasyonu sonrası parçanın ağırlığı 112,64 kg olarak hesaplanmıştır.

Mevcut tasarım, topoloji ve şekil optimizasyonu yapılan tasarımlar arasındaki ağırlık, gerilme ve şekil değiştirme farkları Çizelge 4.3'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4. 3. Topoloji ve şekil optimizasyonu sonrası karşılaştırma tablosu

	Ağırlık [Kg]	Gerilme [MPa]	Şekil Değişim [mm]
İlk tasarım	148,52	173,3	0,764
Topoloji Opt. Sonrası	114,37	158,5	0,769
Şekil Opt. Sonrası	112,64	159	0,782
Fark	-%24,1	-%8,2	

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Teknolojinin gelişmesi ile başta güvenlik gereksinimleri olmak üzere performans ve konfor talepleri gibi istekler araç ağırlıklarını arttırmıştır. Artan taşıt ağırlıkları araç performanslarını olumsuz etkilemekte, kullanımı zorlaştırmakta, yakıt ve enerji tüketimini ciddi şekilde arttırmakta, dolayısıyla ülkelerin ekonomisini olumsuz etkilemektedir. Bu sebeple araçlarda ağırlık hafifletme projeleri, endüstrinin önemli hedeflerinden biri haline gelmiştir.

Bu çalışmada tramvay araçlarında kullanılan çarpışma sönümleyici sisteminin bir parçası olan çarpışma sönümleyici ve tırmanma engelleyici yapının topoloji ve şekil optimizasyonu yapılmıştır. Öncelikle parçanın mevcut durumu için statik analizler yapılmıştır. Ardından belirlenen gerilme sınırı geçilmemek koşuluyla sırasıyla önce topoloji, sonrasında şekil optimizasyonu yapılarak bulunan sonuçlar ilk veriler ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda modelin ağırlığı %24,1 azaltılırken, maksimum gerilme değerinde ise %8,2 iyileştirme sağlanmıştır.

Bu çalışma her ne kadar şehir içi yolcu taşımacılığında kullanılan bir tramvay aracı baz alınarak yapılmış olsa da diğer karayolu (otomobil, otobüs, minibüs, kamyon vb.) ve demiryolu (metro, lokomotif, vagon, hızlı tren vb.) taşıtlarında da benzer çarpışma yapıları kullanıldığı için farklı taşıtlara da bu çalışmada uygulanan yöntemin referans alınabileceği anlaşılmaktadır.

KAYNAKLAR

Aksop, E.Y. 2018. Demir Yolu Üstyapı Hesaplarının Analitik Ve Nümerik Yöntemlerle İncelenmesi. (Y. Lisans Tezi), SÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya.

Albak, E. İ. 2019. Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, *11*(1), 328-334.

Anonim, 2021a. Altair capabilities, https://www.altair.com/optistruct/capabilities/, (Erişim tarihi: 07.06.2021)

Anonim, 2021b. B2B Metal, S235JR Steel grade , mechanical properties, chemical composition, grade equivalent, http://www.b2bmetal.eu/en/pages/index/index/id/141/, (Erişim tarihi: 08.06.2021)

Anonim, 2021c. Altair University, https://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/RaceCar_11_19.pdf , (Erişim tarihi: 08.06.2021)

Bendsoe, M.P. and Kikuchi, N. (1988) Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 71, 197-224. https://doi.org/10.1016/0045-7825(88)90086-2

Bendsøe, M.P., and Sigmund, O. , 2004. Topology optimization: theory, methods, and applications ,Sipringer,Berlin

Berke, O. 1972. Demir Yolu Üstyapı Tekniği, TCDD Basımevi

Chandrupatla, T.R., Belegundu, A.D. 2001. Introduction to Finite Elemets In Engineering, Prentice Hall, New Jersey

Kumbasar, F. 1972. Üstyapı ve Demir Yolu Tekniği, TCDD Basımevi

Moaveni, S. 1999. Finite Elemet Analaysis Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, New Jersey

Murthy, C. S., ve dğr. 1997. Stress distribution in chemical mechanical polishing, Thin Solid Films, Vol. 308-309, pp 533-537.

Öztürk, İ. Kaya, N. 2008. Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi Ve Optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 13(1): 119-127

Pan, X. Y., Zonni, D., Chai, G. Z., Zhao, Y. Q., & Jiang, C. C. 2007. Structural optimization for engine mount bracket. *SAE Technical Paper*. No. 2007-01-2419. https://doi.org/10.4271/2007-01-2419

Schramm, U., Zhou, M. 2006. Recent developments in the commercial implementation of topology optimization. *IUTAM Symposium on Topological Design Optimization of Structures, Machines and Materials: Status and Perspective, 239-248.*

TS EN 12663-1 2012. Demiryolu uygulamaları Demiryolu Taşıt Gövdelerinin Yapısı ile İlgili Kurallar, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.